

Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra částí a mechanismů strojů

3909T001 Konstrukce a procesní inženýrství

Otevřený zkušební okruh automobilových převodů

Open Loop Testing Bench for Automobile Gears

DIPLOMOVÁ PRÁCE

Vypracoval: Bc. Lukáš Petřkovský

Vedoucí: doc. Ing. Jiří Havlík, Ph.D.

2019

Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Lukáš Petřkovský**
Studijní program: N2301 Strojní inženýrství
Studijní obor: 3909T001 Konstrukční a procesní inženýrství
Specializace: 40 Konstrukce strojních dílů a skupin
Téma: **Otevřený zkušební okruh automobilových převodů**
Open Loop Testing Bench for Automobile Gears
Jazyk vypracování: čeština

Zásady pro vypracování:

V rámci diplomové práce navrhnete otevřený zkušební okruh automobilových převodů:

1. Zkoušené převodovky Škoda Auto a. s. MQ 100 a MQ200
2. Technické parametry podle zadaných převodovek
3. Zkušební okruh bude respektovat možnosti připojení do elektrické sítě VŠB-TU Ostrava
4. Brzdění pomocí hydraulické brzdy.

Konstrukční dokumentace bude obsahovat sestavný výkres zkušebního okruhu a výrobní výkresy určených dílů

Seznam doporučené odborné literatury:

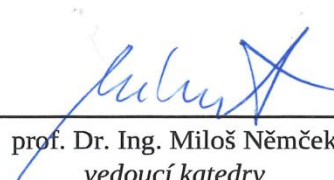
BOLEK, A.; KOCHMAN, J. *Části strojů 1*. Praha : SNTL, 1990. 775s. ISBN 80-03-00046-7.
BOLEK, A.; KOCHMAN, J. *Části strojů 2*. Praha : SNTL, 1990. 707s. ISBN 80-03-00426-8.
DEJL, Z. *Konstrukce strojů a zařízení I*. Ostrava : Montanex, 2000, 225 s. ISBN 80-7225-018-3
DRASTÍK, F. *Strojnické tabulky*. Ostrava : Montanex, 1999, 722 s. ISBN 80-85780-95-X
KŘÍŽ, R. *Strojnické tabulky II. Pohony*. Ostrava : Montanex, 1997, 213 s. ISBN 80-85780-51-8
MORAVEC, V.; HAVLÍK, J. *Výpočty a konstrukce strojních dílů*. Ostrava : VŠB-TU Ostrava, 2005, 72 s. ISBN 80-248-0878-1
NĚMČEK, M. *Řešené příklady z částí a mechanismů strojů, spoje*.
druhé vydání Ostrava : VŠB-TU Ostrava, 2008, 111 s. ISBN 978-80-248-1782-8
Katalogy ložisek
Firemní literatura

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.


Vedoucí diplomové práce: **doc. Ing. Jiří Havlík, Ph.D.**

Datum zadání: 21.12.2018

Datum odevzdání: 20.05.2019



prof. Dr. Ing. Miloš Němček
vedoucí katedry



prof. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem tuto diplomovou práci vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady, literatura a citace podle textu normy ČSN ISO 690.

V Ostravě 15.5.2019

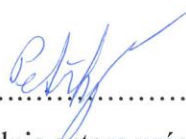

.....

Podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě bakalářskou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že bakalářská práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího bakalářské práce.
- souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – bakalářskou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě 15.5.2019


.....
Podpis autora práce

Jméno a příjmení autora práce:

Bc. Lukáš Petřkovský

Adresa trvalého pobytu autora práce:

Bratří Hlaviců 140, Vsetín 755 01

Anotace

Tématem diplomové práce bylo, navrhnout otevřený zkušební okruh pro zkoušení automobilových převodovek. Toto zařízení bude složeno ke zkouškám převodových skříní MQ100 a MQ200 od firmy ŠKODA. Zkušební okruh je možné připojit k elektrické síti VŠB TU Ostrava. Pro realizaci zátěže na převodovku v zkušebním okruhu jsou zapojené dvě hydraulické brzdy DYNomite 13" Absorber load vs. RPM (s plným absorbérem). Pro lepší možnosti ustavování a univerzální montáž je rám poskládán z dlouhých I profilů.

Klíčová slova

zkušební otevřený okruh, převodovky MQ100 a MQ200, hydraulické brzdy DYNomite 13" Absorber load vs. RPM (s plným absorbérem)

Anotace

The topic of the thesis was to design an open test circuit (stand) for testing automotive gearboxes. This device will be tested for MQ100 and MQ200 gearboxes from ŠKODA. The test circuit can be connected to the electrical network of VŠB TU Ostrava. The test circuit can be connected to the electrical network of VŠB TU Ostrava. The hydraulic brakes DYNomite 13 " Absorber Load vs. RPM" (with full absorber). For better alignment and versatile mounting, the frame consists of long I profiles.

Keywords

test open circuit, gearbox MQ100 and MQ200, stand, hydraulic brakes DYNomite 13 "Absorber load vs. RPM (with full absorber)

Obsah

Seznam použitého značení	8
1 Úvod.....	12
1.1....Zkušební okruh	12
1.1.1...Otevřený zkušební okruh.....	13
1.1.2...Uzavřený zkušební okruh	14
1.2...Brzdy	16
1.3...Cíle diplomové práce.....	16
2 Popis konstrukčního řešení.....	17
3 Volba elektromotoru	19
4 Rozbor zkušebního okruhu	21
4.1....I. část: Výpočet pro rozbor zkoušené převodovky (P).....	22
4.2....II. část: Výpočet pro rozbor pomocné převodovky Q.....	24
4.3....III. část: Výpočet pro rozbor hydraulické brzdy	25
5 Rozbor pro převodovku MQ100_QAD	26
5.1....Rozbor zkoušené převodovky.....	26
5.2....Rozbor pomocné převodovky Q	27
5.3....Rozbor hydraulické brzdy.....	27
6 Rozbor pro převodovku MQ200_SND	28
6.1....Rozbor zkoušené převodovky.....	28
6.2....Rozbor pomocné převodovky Q	29
6.3....Rozbor hydraulické brzdy.....	29
7 Rozbor pro převodovku MQ200_SEM	30
7.1....Rozbor zkoušené převodovky.....	30
7.2....Rozbor pomocné převodovky Q	31
7.3....Rozbor hydraulické brzdy.....	31
8 Oblasti brzdných momentů na charakteristice hydraulické brzdy pro MQ100 a MQ200	32
9 Pomocná převodovka Q.....	33
10 Hydraulická brzda	35
10.1...Měření brzdného momentu.....	36
11 Návrh kloubové hřídele KH1	39

12	Návrh spojky S1.....	42
12.1....	Příruba S1_M – pro hřídel elektromotoru.....	45
12.2....	Příruba S_KH1 – pro výsuvný kloubový hřídel	46
13	Návrh spojky S2.....	48
14	Kloubový hřídel KH2.....	49
15	Svěrná spojka S3	50
15.1....	Montáž a demontáž.....	52
16	Spojka S4 – propojení převodovky Q s hydro brzdou	53
17	Uchycení prvku zkušebního okruhu k rámu – “lavičky“	55
17.1....	Příruba pro uchycení elektromotoru	57
17.2....	Příruba pro uchycení zkoušené převodovky.....	58
17.3....	Příruba pro uchycení pomocné převodovky Q	59
17.4....	Příruba pro uchycení hydraulické brzdy	60
17.5....	Kontrolní výpočet šroubu pro ustavení laviček k rámu	61
18	Ložisko na lavičce brzdy	63
19	Rám zkušebního okruhu.....	64
19.1....	Nosník HEM 200x1282	65
19.2....	Nosník IPE 200x4500.....	66
19.3....	Kontrolní výpočet šroubu pro smontování nosníků IPE 200 a HEM 200 k sobě.....	67
20	Závěr	69
21	Zdroje	70
21.1....	Použitá literatura	70
21.2....	Katalogy firem, modely a ostatní zdroje	71
	Poděkování.....	75

Seznam použitého značení

a	velikost čtvercové díry	[mm]
C	délka hranolového spoje	[mm]
d_S	průměr dřívku šroubu	[mm]
d_2	střední průměr šroubu	[mm]
D_{KH}	vnější průměr kloubového hřídele	[mm]
D_M	nejmenší průměr	[mm]
D_P	největší průměr	[mm]
D_{SK}	střední průměr	[mm]
f	koeficient tření	[Nm]
f_M, f_Z	koeficient tření na matici, závitů	[-]
F_S	osová síla ve šroubu	[N]
G	tíhová síla	[-]
i	poměr rozdílů intervalů brzdných momentů a otáček	[-]
i_S	počet šroubů	[-]
i_X	poměr rozdílů intervalů brzdných momentů a otáček (pomocný výp.)	[-]
i_Z	momentový poměr zvratu	[-]
k_S	součinitel bezpečnosti	[-]
K	provozní součinitel dynamické chování hnaného zařízení	[-]
L_{KH}	vzdálenost mezi klouby kloubového hřídele	[mm]
L_{max}	max. vzdálenost kloubového kloubového hřídele	[mm]
L_{min}	min. vzdálenost kloubového kloubového hřídele	[mm]

n_D	otáčky na stálém záběru	$[\text{min}^{-1}]$
n_M	otáčky na elektromotoru	$[\text{min}^{-1}]$
n_{max}	maximální otáčky na kloubovém hřídeli	$[\text{min}^{-1}]$
n_Q	otáčky na pomocné převodovce Q	$[\text{min}^{-1}]$
n_X	otáčky na pomocném výpočtu	$[\text{min}^{-1}]$
N	počet hran hranolového spoje	$[-]$
p	tlak na plochu hranolového spoje	$[\text{MPa}]$
p_{DOV}	dovolený tlak na hranolovém spoji (obecně pro drážkování)	$[\text{MPa}]$
P_B	výkon na brzdě	$[\text{W}]$
P_D	výkon na stálém záběru	$[\text{W}]$
P_h	stoupání závitů	$[\text{mm}]$
P_M	výkon na elektromotoru	$[\text{W}]$
P_M^*	zohledněný přenášený výkon kloubovým hřídelem, přes koeficient pracovního úhlu	$[\text{kW}]$
P_Q	výkon na pomocné převodovce Q	$[\text{W}]$
q_{KH}	vnitřní průměr v tělese spojovací trubky kloubového hřídele	$[\text{mm}]$
r	poloměr zaoblení hrany	$[\text{mm}]$
R	poloměr roztečné kružnice šroubů	$[\text{mm}]$
R_e	mez kluzu materiálu	$[\text{MPa}]$
R_S	poloměr roztečné kružnice šroubů na přírubě spojky	$[\text{mm}]$
s	velikost otvoru pro klíč	$[\text{mm}]$
T_B	brzdový moment	$[\text{Nm}]$
T_D	točivý moment na stálém záběru	$[\text{Nm}]$

T_M	točivý moment na el. motoru	[Nm]
T_Q	točivý moment na pomocné převodovce Q	[Nm]
T_{TM}	moment tření pod maticí	[Nm]
T_{TZ}	moment tření na závitu	[Nm]
T_{Umax}	maximální utahovací moment na šroubu	[Nm]
T_{Umin}	minimální utahovací moment na šroubu	[Nm]
T_V	výpočtový moment pro spojku	[Nm]
T_X	točivý moment - pomocném výpočtu	[Nm]
T_Z	moment zvratu – elektromotoru	[Nm]
u	převodový poměr na zařazeném stupni v zkoušené převodovce	[-]
u_D	převodový poměr na stálém záběru	[-]
u_P	převodový poměr na zařazeném stupni	[-]
u_Q	převodový poměr na pomocné převodovce Q	[-]
z_{D1}	počet zubu na hnacím kole – stálého záběru/diferenciálu	[-]
z_{D2}	počet zubu na hnaném kole – stálého záběru/diferenciálu	[-]
z_{P1}	počet zubu na hnacím kole - převodovky	[-]
z_{P2}	počet zubu na hnaném kole - převodovky	[-]
z_1	počet zubu na hnacím kole	[-]
z_2	počet zubu na hnaném kole	[-]
α	úhel závitů	[°]
α_{KH}	úhel zlomu/natočení kloubového hřídele	[°]
ζ_{BR}	účinnost v oleji/brodění	[-]

ζ_L	účinnost ložiska	[-]
ζ_R	účinnost řetězové kladky	[-]
ζ_Z	účinnost ozubených kol	[-]
π	Ludolfovo číslo (Pi) = 3,141592654	[-]
σ_{red}	redukované napětí	[MPa]
σ_t	napětí v tahu	[MPa]
τ	smykové napět	[MPa]
τ_{DOV}	smykové napětí dovolené	[MPa]
τ_k	napětí v krutu	[MPa]
φ'	úhel třecí	[°]
φ_{KH}	koeficient vzrůstu maximálního napětí	[-]
ψ	úhel stoupání	[°]

1 Úvod

Tématem diplomové práce je navrhnout otevřený zkušební okruh automobilových převodů. Na zkušebním okruhu se budou zkoušet automobilové převodovky od firmy ŠKODA Auto a.s., tedy MQ100 (QAD) a MQ200 (SND a SEM). Zkušební okruh má pohánět elektromotor, celé zařízení má být schopno se připojit do elektrické sítě VŠB-TU Ostrava. Zkoušení převodovek se bude provádět pomocí brzdění dvojce hydraulických brzd.

1.1 Zkušební okruh

Zkušební okruh automobilových převodů slouží k laboratorním zkouškám. Zkušební okruhy mohou být buď otevřené – s přímou zátěží (obr.1.1.), nebo uzavřené – s nepřímou zátěží/předpětím (obr.1.3.).

Životností zkoušky jsou ověření délky předpokládané doby životnosti a funkce převodovky. Provádí se především na uzavřených zkušebních okruzích, z důvodu menších spotřeby energie.

- **doba životnosti namáhaných částí převodové skříně:**
 - ložiska, ozubená kola a případně hřídele
- **funkce převodové skříně:**
 - těsnost, hluk, tvoření trhlin v skříní a poruchy mazání

Kromě metody životnostních zkoušek na zkušebních okruzích mohou být zkoušky realizované tzv. provozní zkoušky. Ta to metoda zkoušek je mnohem náročnější, dlouhodobější práce a nákladnější. Proto je vhodnější provádět životnostní zkoušky na zkušebních okruzích.

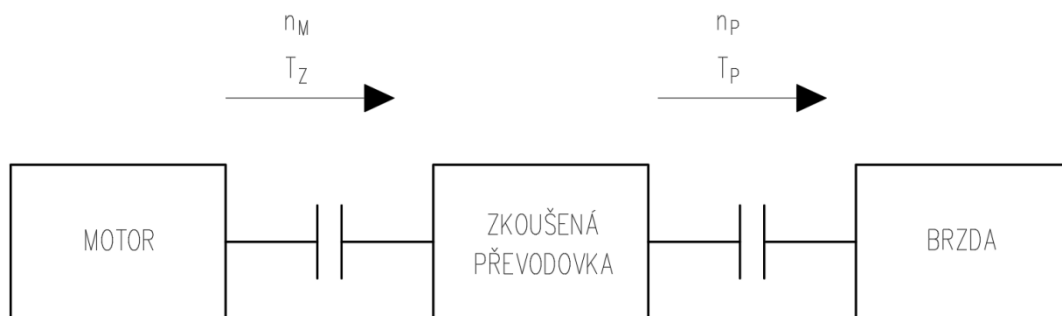
- zkoušky se provádějí na testovacích speciálních simulátorech nebo zkušebních dráhách (tzv. polygonech)

- porovnání z provozu podobných převodovek, nebo i poznatky z dlouhodobého provozu (od zákazníka a servisu)
- zátěžový prototyp

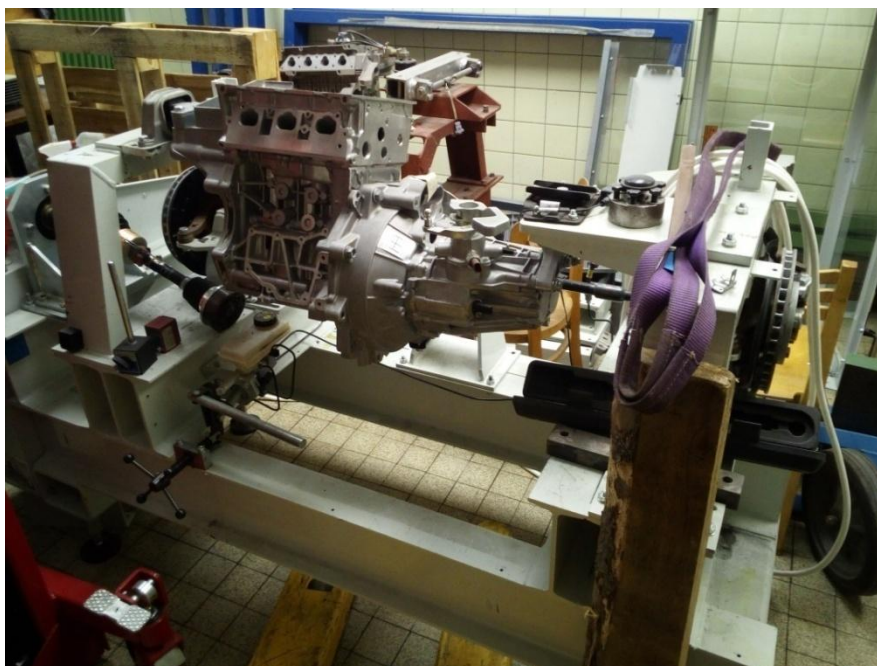
1.1.1 Otevřený zkušební okruh

Charakteristika: Okruh (1.1) je tvořen pohonným strojem, který předává energii do zkoušeného agregátu. Z něho jde energie do zátěžového zařízení (brzda, kde je odváděna – mařena).

Otevřené zkušební okruhy jsou užívány na VŠB TU – Ostrava, katedře části a mechanismy strojů (obr. 1.1) pro zkoušení deformací hřídelů převodovek, naklopení volných kol a pastorku.



Obr. 1.1. Schéma otevřeného okruhu



Obr. 1.2 Fotografie zkušebního okruhu, který je na VŠB TU Ostrava

Výhody otevřeného okruhu:

- jednoduché a univerzální zapojení převodovky do okruhu
- při použití hnacího motoru, který má podobné vlastnosti jako provozovaný motor – zkouška se blíží skutečnosti
- je výhodný pro funkční zkoušky

Nevýhody otevřeného okruhu:

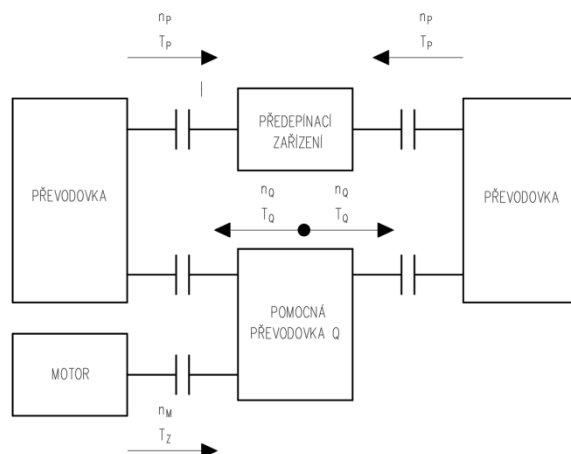
- energetické ztráty - vlivem maření energie v zátěžovém zařízení
- pokud-li je zkoušená převodovka pro velký výkon – musí se použít brzda s velkým brzdícím momentem

1.1.2 Uzavřený zkušební okruh

Charakteristika: (obr.1.3) Pohonný elektromotor pohání zkoušený agregát/zkoušené agregáty (převodovky) zvenčí dle požadovaných otáček přes pomocný převod. U zkoušky je důležité předpětí u torzní hřídele a to podle předepínacího zařízení.

Předepínací zařízení – napínací spojka:

- mechanická
- hydraulická



Obr. 1.3. Schéma uzavřeného zkušební okruhu – s mechanickou napínací spojkou (předepínací zařízení)



Obr. 1.5. Fotka uzavřeného zkušební okruhu na VŠB TU Ostrava

Výhody uzavřeného okruhu:

- menší energetické ztráty oproti otevřenému okruhu
- lze přivést větší krouticí momenty

- snazší použití programovacích zkoušek – při použití předepínacího zařízení (např. planetová převodovka, řemenový převod)

Nevýhody uzavřeného okruhu:

- složitější konstrukce
- menší univerzálnost testování různých převodovek (odvíjí se od konstrukce uložení převodovek)

1.2 Brzdy

Použití brzd se aplikuje pro potřeby realizovat zátěž na zkušební převodovce. Většinou se používají hydraulické brzdy, z důvodu lepší spolehlivosti a jednoduchého ovládání.

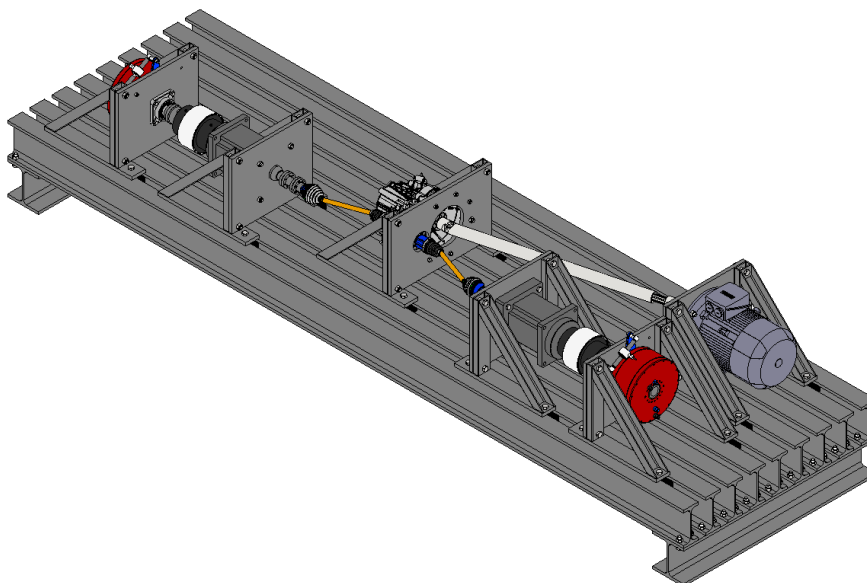
Další druhy brzd:

- mechanické, třecí
- elektromagnetické vířivé

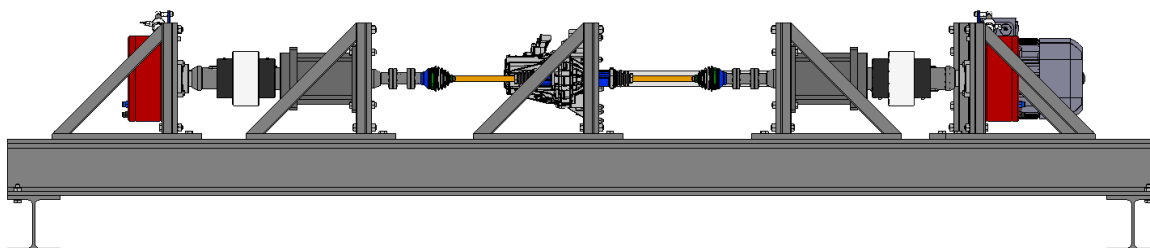
1.3 Cíle diplomové práce

Pro vypracování diplomové práce byly stanoveny ty to cíle:

- Navrhnout otevřený zkušební okruh
- Pro zkoušení automobilových převodovek MQ100 a MQ200
- Zkušební zařízení má být možno připojit do elektrické sítě VŠB TU Ostrava
- Odpor simulující zatížení převodovky, realizovat pomocí hydraulické brzdy

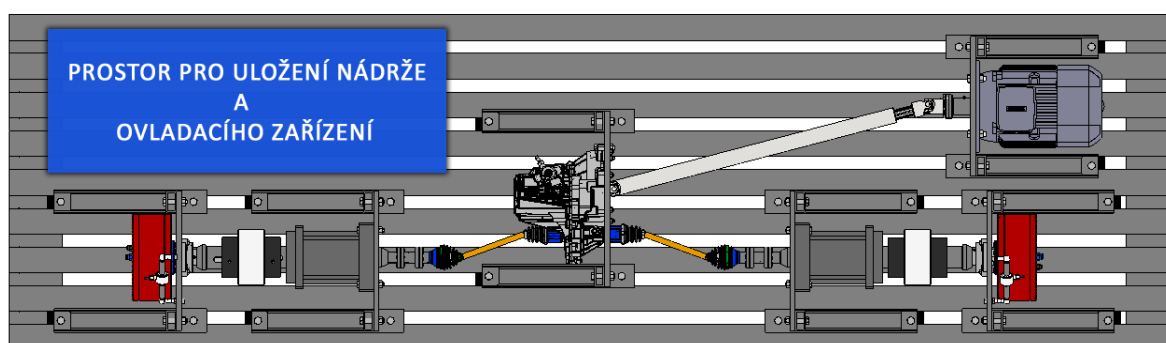


Obr. 2.2 Celkový model zkušebního zařízení



Obr. 2.3 Celkový model zkušebního zařízení, pohled z boku

Na schématu (obr. 2.4) jsem uvedl prostor pro připevnění/položení nádrže na kapalinu do hydraulické brzdy. Dále zde může být upevněno ovládací zařízení elektromotoru a hydraulické brzdy.



Obr. 2.4 Zaznačení místa uložení nádrže s ovládacím zařízením

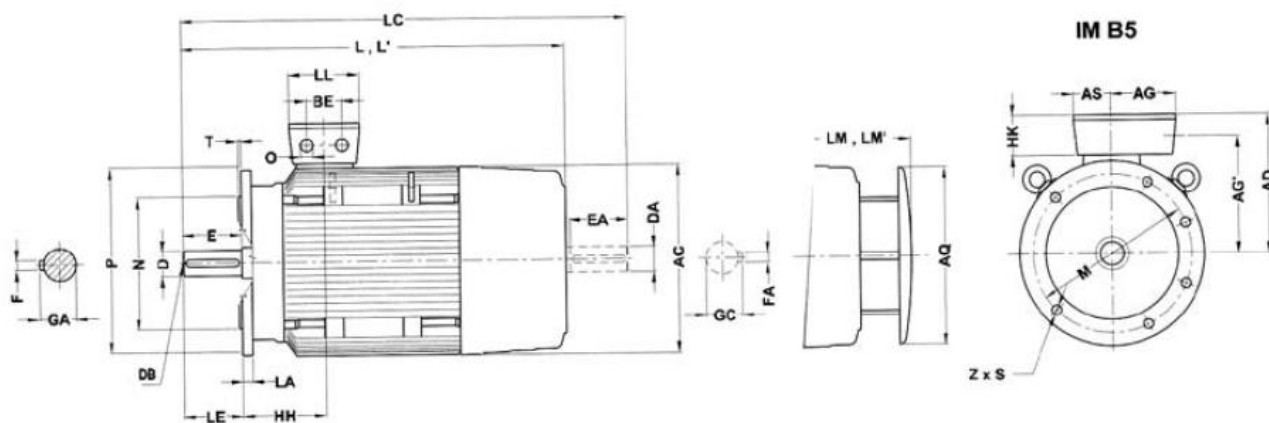
3 Volba elektromotoru

Aby elektromotor byl možno připojit do elektrické sítě VŠB TU Ostrava, byli vedoucím práce stanoveny parametry elektromotoru. Elektromotor o výkonu $P_M = 30 \text{ kW}$ a otáčkách $n_M = 3000 \text{ min}^{-1}$.

Po prohledání katalogů od firem, jsem zvolil přírubový (IM B5) elektromotor od firmy Siemens - SIEMENS 1LG4188-2AA6x, 30 kW [2.1] (viz. tab. 3.1 a obr. 3.1). Ten to elektromotor má ve skutečnosti menší jmenovité otáčky $n_M = 2950 \text{ min}^{-1}$.

Tab. 3.1 Tabulka z katalogu pro SIEMENS 1LG4188-2AA6x, 30 kW, IM B5 [2.1]

Jme- novitý výkon	Veli- kost	Objednací číslo	Třída účinnosti dle IEC 60034 -30	Jme- novité otáč- ky	Účinnost η při	Účinník $\cos \phi$ při	Jmenovi- tý proud při 400 V	Jme- novitý moment při přímém spouštění na síť v násobcích jmenovitého momentu	Poměrný záběrný moment proud	Poměrný záběrný moment momentu	Poměrný moment zvratu	Momen- tová třída KL	Momen- tové pásmo viz strana 2/12	Moment setrvač- nosti J	Hmotnost Tvar IM B3 cca		
kW			IE.	min ⁻¹	%	%	A							kgm ²	kg		
3000 min ⁻¹ , 2 pólové, 50Hz, speciální řada (zvýšený výkon)																	
30	180 L	1LG4 188-2AA.. ¹⁾	IE1	2950	90,7	90,8	0,86	0,82	56	97	2,4	7,1	3,4	16	2	0,086	175



Obr. 3.1 Schéma s rozměry elektromotoru z katalogu pro SIEMENS 1LG4188-2AA6x, 30 kW, IM B5, (rozměry uvedeny v tab. 3.2) [2.1]

Tab. 3.2 Rozměry elektromotoru SIEMENS 1LG4188-2AA6x, 30 kW, IM B5 [2.1]

Velikost	Typ 1LG4	Počet pólů	Velikost IEC příruby	P _{a1}	N _{b1}	LA _{c1}	M _{e1}	T _{f1}	LE _{i2}	S _{s2}	Z _{z1}	AC _{g1} ¹⁾	AQ _j	L _k	L _{k2} ²⁾	LC _{k1} ³⁾	LM _{k2}	LM _{k2} ²⁾	HH _{o1}	AD _{p1}	AH _{p3}
180 M183	2 a 4	A350	350	250	13	300	5	110	18,5	4	364	340	670	670	784	760	760	157	262	452

IEC DIN	AG _r	AS _{r2}	O _{s3}	BE _x	LL _{x1}	HK _{x2}	AG _y	Strana D				E _I	GA _t	F _u	Strana ND			
								D _d	DB _{d6}						DA _{d1}	DC _{d7}	EA _{l1}	GC _{t1}
	81	71	M40x1.5	54	132	79	220	48	M16	110	51.5	14	48	M16	110	51.5	14	

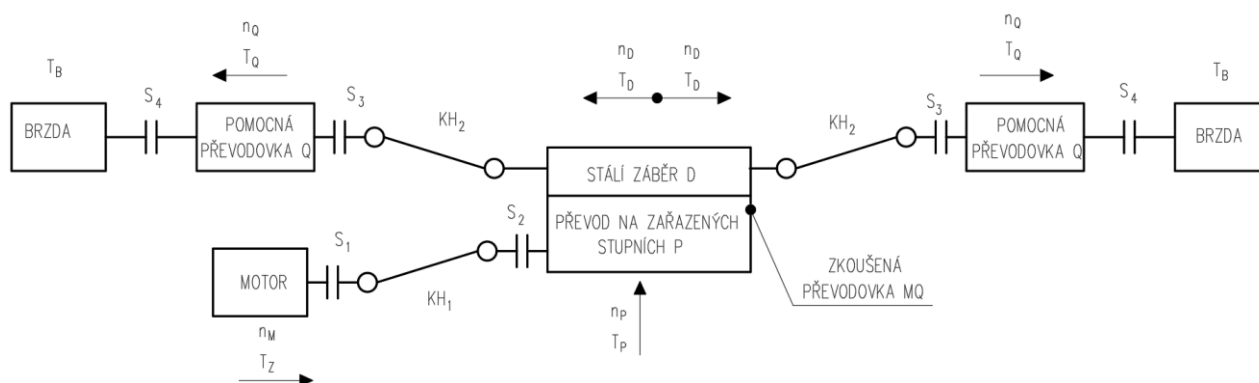
Pro další návrhové výpočty jsem si vypočítal moment zvratu $T_Z = 329,8 \text{ Nm}$ (3.1), který představuje maximální točivý moment na elektromotoru (pozn. poměrný moment zvratu $i_Z = 3,4 [-]$, jsem odečetl z katalogu elektromotoru (tab. 3.1).

$$T_Z = i_Z \cdot T_M = 3,4 \cdot 97 = \mathbf{329,8 \text{ Nm}} \quad (3.1)$$

4 Rozbor zkušebního okruhu

V této kapitole jsem se zaměřil na vytvoření výpočtových vztahů a postupu rozboru zkušebního okruhu. Jednotlivé rozборы jsem uvedl pro přehlednost v samostatných kapitolách. Pro zadané zkoušené převodovky MQ100 – kapitola 5, MQ200 SND – kapitola 6. a MQ200 SEM – kapitola 7.

Po znalosti vstupních jmenovitých otáček elektromotoru $n_M = 2950 \text{ min}^{-1}$, moment zvratu $T_Z = 329,8 \text{ Nm}$ (3.1) a převodů u [-] na jednotlivých zařazených stupních MQ100 / M200, jsem mohl provést rozbor otevřeného zkušebního okruhu.



Obr. 4.1 Schéma navrhovaného otevřeného zkušebního okruhu

Pomocnou převodovku Q jsem zvolil a podrobně popsal v kapitole 9. Obdobně i hydraulické brzdy jsem popsal v kapitole 10.

Rozbor jsem si rozdělil do tří částí – rozbor zkušební převodovky, pomocné převodovky a brzdy. Pro zadané převodovky MQ100 a MQ200, postup výpočtu při rozboru je stejný. Proto uvedl jsem výpočet pro MQ100 prvního zařazeného stupně (4.1 až 4.12).

4.1 I. část: Výpočet pro rozbor zkoušené převodovky (P)

Převodový poměr na zařazeném stupni:

$$u_P = \frac{z_{P2}}{z_{P1}} = \frac{51}{14} = \mathbf{3,642 \text{ [-]}} \quad (4.1)$$

Otáčky na zařazeném stupni:

$$n_P = \frac{n_{P1}}{u_P} = \frac{2950}{14} = \mathbf{809,80 \text{ min}^{-1}} \quad (4.2)$$

Účinnosti jednotlivých převodů:

$$\zeta_P = \zeta_D = \zeta_L \cdot \zeta_Z \cdot \zeta_O = 0,996 \cdot 0,98 \cdot 0,995 = \mathbf{0,966 \text{ [-]}} \quad (4.3)$$

kde rozsahy $\zeta_L = (0,995 \div 0,996) \text{ [-]}$

$$\zeta_Z = (0,99 \div 0,995) \text{ [-]}$$

$$\zeta_O = (0,99 \div 0,995) \text{ [-]}$$

Točítý moment pro zařazený stupeň:

$$T_P = T_Z \cdot u_P \cdot \zeta_P = 329,8 \cdot 3,642 \cdot 0,966 = \mathbf{1160,95 \text{ Nm}} \quad (4.4)$$

Výkon na zařazeném stupni:

$$P_P = P_M \cdot \zeta_P = 30\,000 \cdot 0,966 = \mathbf{28\,989,57 \text{ W}} \quad (4.5)$$

Převodový poměr na stálém záběru:

$$u_D = \frac{z_{D2}}{z_{D1}} = \frac{70}{18} = \mathbf{3,88 \text{ [-]}} \quad (4.6)$$

Otáčky na stálém záběru:

$$n_D = \frac{\frac{n_P}{u_D}}{2} = \frac{\frac{809,80}{3,88}}{2} = \mathbf{104,12 \text{ min}^{-1}} \quad (4.7)$$

Točivý moment na stálém záběru:

$$T_D = T_P \cdot u_Q \cdot \zeta_D = 2181,37 \cdot 0,166 \cdot 0,966 = \mathbf{2\,181,37 \text{ Nm}} \quad (4.8)$$

Výkon na stálém záběru:

$$P_D = \frac{P_P \cdot \zeta_Q}{2} = \frac{28\,989,57 \cdot 0,966}{2} = \mathbf{14\,006,6 \text{ W}} \quad (4.9)$$

4.2 II. část: Výpočet pro rozbor pomocné převodovky Q

Otáčky pomocné převodovky Q:

$$n_Q = \frac{n_D}{u_Q} = \frac{104,12}{0,2} = \mathbf{520,59 \text{ min}^{-1}} \quad (4.10)$$

Točivý moment na pomocné převodovky Q:

$$T_Q = T_D \cdot u_Q \cdot \zeta_Q = 2\,181,37 \cdot 0,2 \cdot 0,97 = \mathbf{423,19 \text{ Nm}} \quad (4.11)$$

Výkon na pomocné převodovce Q:

$$P_Q = P_D \cdot \zeta_Q = 14\,006,6 \cdot 0,97 = \mathbf{13586,39 \text{ W}} \quad (4.10)$$

4.3 III. část: Výpočet pro rozbor hydraulické brzdy

Pro přesnější odečtení z charakteristiky hydraulické brzdy DYNomite 13" Absorber load vs. RP (obr. 10.2), jsem provedl interpolační výpočet brzdného momentu T_B [Nm] (4.11). Pro jednotlivé otáčky n_Q [min^{-1}] (tab. 5.2) z převodovky Q jsem sestavil tabulku rozboru brzdných momentů T_B [Nm] (tab. 5.3).

Brzdný moment:

$$T_B = T_{B1} + (n_Q - n_{Q2}) \cdot i = 75 + (728,82 - 1000) \cdot 0,25 = \mathbf{132,21 \text{ Nm}} \quad (4.11)$$

Poměr rozdílů intervalů brzdných momentů a otáček:

$$i = \frac{T_{B2} - T_{B1}}{n_{Q2} - n_{Q1}} = \frac{200 - 75}{1000 - 500} = \mathbf{0,25 \text{ [-]}} \quad (4.12)$$

5 Rozbor pro převodovku MQ100_QAD

V této kapitoly jsem se věnoval konkrétnímu rozboru zkušební okruhu pro převodovku MQ100, typ QAD. Vztahy jsou uvedené v kapitoly 43. Rozbor zkušební okruhu.

5.1 Rozbor zkoušené převodovky

Tab. 5.1 Rozbor zkušební převodovky MQ100

Typ převodovky	MQ100		QAD				
Zařazený stupeň	1.	2.	3.	4.	5.	AAR [zpátečka]	
Počet zubu hnané z_2	51,00	43,00	47,00	47,00	43,00	77,00	[-]
Počet zubu hnací z_1	14,00	22,00	37,00	49,00	54,00	16,00	[-]
Převodový poměry na jednotlivých stupních							
u_p	51:14	43:22	47:37	47:49	43:54	77:16	[-]
	3,64	1,95	1,27	0,96	0,80	4,81	[-]
Na zařazených stupních - z převodovky							
n_p	809,80	1509,30	2322,34	3075,53	3704,65	612,99	[min ⁻¹]
T_p	1160,95	622,90	404,83	305,68	253,77	1533,71	[Nm]
P_p	28989,58						[W]
Z diferenciálu/stálém záběru a rozvedeno (1/2)							
n_D	104,12	194,05	298,59	395,43	476,31	78,81	[min ⁻¹]
T_D	2181,37	1170,40	760,65	574,37	476,83	2881,76	[Nm]
P_D	14006,59						[W]

5.2 Rozbor pomocné převodovky Q

Tab. 5.2 Rozbor zkušební převodovky MQ100

u_Q	1:5			0,200			[-]
Zařazený stupeň	1.	2.	3.	4.	5.	AAR [zpátečka]	
n_Q	520,59	970,27	1492,93	1977,13	2381,56	394,06	$[min^{-1}]$
T_Q	423,19	227,06	147,57	111,43	92,50	559,06	$[Nm]$
P_{Qs}	13586,39						$[W]$

5.3 Rozbor hydraulické brzdy

Tab. 5.3 Rozbor hydraulické brzdy DYNomite 13" Absorber load vs. RP

Zařazený stupeň	Typ brzdy		DYNomite 13" Absorber load vs. RPM (with full absorber)					
		I.	Hledané	II.				
1.	n_Q	500	520,59	1000	$[min^{-1}]$	i	0,25	[-]
	T_B	75	80,15	200	$[Nm]$			
2.	n_Q	500	970,27	1000	$[min^{-1}]$	i	0,25	[-]
	T_B	75	192,57	200	$[Nm]$			
3.	n_Q	1000	1492,93	1500	$[min^{-1}]$	i	0,60	[-]
	T_B	200	495,76	500	$[Nm]$			
4.	n_Q	1500	1977,13	2000	$[min^{-1}]$	i	0,23	[-]
	T_B	500	611,33	616,67	$[Nm]$			
5.	n_Q	2000	2381,56	2500	$[min^{-1}]$	i	0,44	[-]
	T_B	616,67	785,19	837,5	$[Nm]$			
AAR	n_Q	0	394,06	500	$[min^{-1}]$	i	0,15	[-]
	T_B	0	59,11	75	$[Nm]$			

6 Rozbor pro převodovku MQ200_SND

V této části jsem se věnoval rozboru zkušební okruhu pro převodovku MQ200 typu SND. Jedná se o obdobný rozbor jak u MQ100.

6.1 Rozbor zkoušené převodovky

Tab.6.1 Rozbor zkušební převodovky MQ200_SND

Typ převodovky	MQ200		SND				
Zařazený stupeň	1.	2.	3.	4.	5.	AAR [zpátečka]	
Počet zubu hnané z_2	49,00	43,00	40,00	37,00	37,00	69,00	[-]
Počet zubu hnací z_1	13,00	22,00	33,00	42,00	50,00	14,00	[-]
Převodový poměry na jednotlivých stupních							
u	49:13	43:22	40:33	37:42	37:50	69:14	[-]
	3,77	1,95	1,21	0,88	0,74	4,93	[-]
Otáčky na zařazených stupních - z převodovky							
n_p	782,65	1509,30	2433,75	3348,65	3986,49	598,55	$[min^{-1}]$
T_p	1201,22	622,90	386,29	280,75	235,83	1570,70	$[Nm]$
P_p	28989,58						$[W]$
Z diferenciálu/stálém záběru a rozvedeno (1/2)							
n_D	100,63	194,05	312,91	430,54	512,55	76,96	$[min^{-1}]$
T_D	2257,04	1170,40	725,83	527,52	443,12	2951,27	$[Nm]$
P_D	14006,59						$[W]$

6.2 Rozbor pomocné převodovky Q

Tab. 6.2 Rozbor pomocné převodovky Q

u_Q	1:5			0,200			$[-]$
Zařazený stupeň	1.	2.	3.	4.	5.	AAR [zpátečka]	
n_Q	503,13	970,27	1564,55	2152,70	2562,74	384,78	$[min^{-1}]$
T_Q	437,87	227,06	140,81	102,34	85,96	572,55	$[Nm]$
P_Q	13586,39						$[W]$

6.3 Rozbor hydraulické brzdy

Tab. 6.3 Rozbor hydraulické brzdy DYNOMite 13" Absorber load vs. RP

Zařazený stupeň	Typ brzdy		DYNOMite 13" Absorber load vs. RPM (with full absorber)					
		I.	Hledané	II.				
1.	n_Q	500	503,13	1000	$[min^{-1}]$	i	0,20	$[-]$
	T_B	100	100,63	200	$[Nm]$			
2.	n_Q	500	970,27	1000	$[min^{-1}]$	i	0,25	$[-]$
	T_B	75	192,57	200	$[Nm]$			
3.	n_Q	1500	1564,55	2000	$[min^{-1}]$	i	0,23	$[-]$
	T_B	500	515,06	616,67	$[Nm]$			
4.	n_Q	2000	2152,70	2500	$[min^{-1}]$	i	0,44	$[-]$
	T_B	616,67	684,11	837,5	$[Nm]$			
5.	n_Q	2500	2562,74	3000	$[min^{-1}]$	i	0,18	$[-]$
	T_B	837,5	848,48	925	$[Nm]$			
AAR	n_Q	0	384,78	500	$[min^{-1}]$	i	0,15	$[-]$
	T_B	0	57,72	75	$[Nm]$			

7 Rozbor pro převodovku MQ200_SEM

A ještě jsem provedl rozbor zkušební okruhu pro převodovku MQ200 typu SND.

7.1 Rozbor zkoušené převodovky

Tab. 7.1 Rozbor zkušební převodovky MQ200_SND

Typ převodovky	MQ200		SEM					
Zařazený stupeň	1.	2.	3.	4.	5.	6.	AAR [zpátečka]	
Počet zubu hnané z_2	49,00	43,00	41,00	36,00	35,00	34,00	74,00	[-]
Počet zubu hnací z_1	13,00	22,00	32,00	37,00	45,00	53,00	17,00	[-]
Převodový poměry na jednotlivých stupních								
u	49:13	43:22	41:32	36:37	35:45	34:53	74:17	[-]
	3,77	1,95	1,28	0,97	0,78	0,64	4,35	[-]
Otáčky na zařazených stupních - z převodovky								
n_p	782,65	1509,30	2302,44	3031,94	3792,86	4598,53	677,70	$[min^{-1}]$
T_p	1201,22	622,90	408,32	310,08	247,87	204,44	1387,25	$[Nm]$
P_p	28989,58							$[W]$
Z diferenciálu/stálém záběru a rozvedeno (1/2)								
n_D	100,63	194,05	296,03	389,82	487,65	591,24	87,13	$[min^{-1}]$
T_D	2257,04	1170,40	767,22	582,62	465,74	384,14	2606,57	$[Nm]$
P_D	14006,59							$[W]$

7.2 Rozbor pomocné převodovky Q

Tab. 7.2 Rozbor pomocné převodovky Q

u _q	1:5			0,200				[~]
Zařazený stupeň	1.	2.	3.	4.	5.	6.	AAR [zpátečka]	
n _q	503,13	970,27	1480,14	1949,11	2438,27	2956,20	435,67	[min ⁻¹]
T _q	437,87	227,06	148,84	113,03	90,35	74,52	505,68	[Nm]
P _q	13586,39							[W]

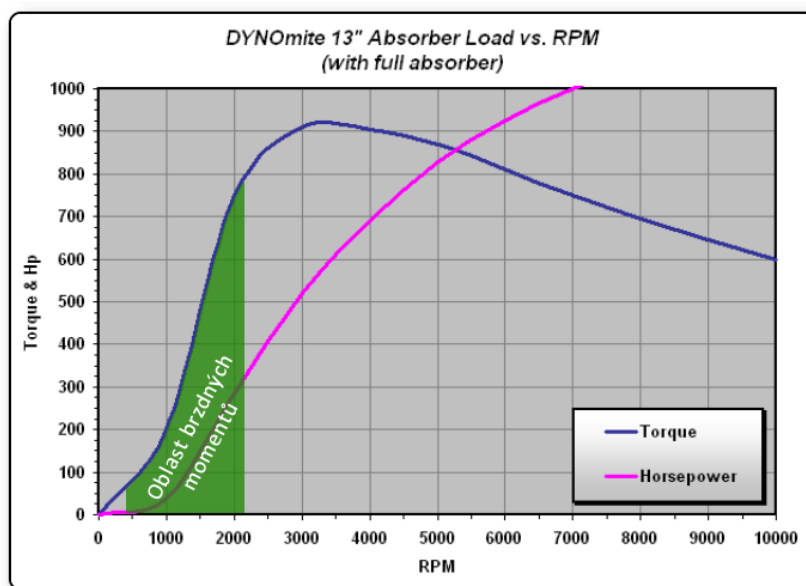
7.3 Rozbor hydraulické brzdy

Tab. 7.3 Rozbor hydraulické brzdy DYNomite 13" Absorber load vs. RP

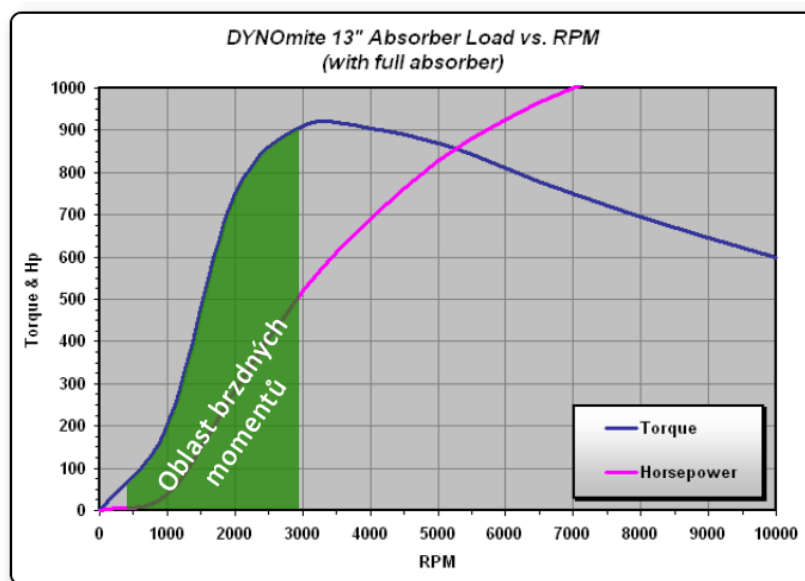
Zařazený stupeň	Typ brzdy		DYNomite 13" Absorber load vs. RPM (with full absorber)					
		I.	Hledané	II.				
1.	n_Q	500	503,13	1000	$[min^{-1}]$	i	0,20	[-]
	T_B	100	100,63	200	$[Nm]$			
2.	n_Q	500	970,27	1000	$[min^{-1}]$	i	0,25	[-]
	T_B	75	192,57	200	$[Nm]$			
3.	n_Q	1000	1480,14	1500	$[min^{-1}]$	i	0,60	[-]
	T_B	200	488,08	500	$[Nm]$			
4.	n_Q	1500	1949,11	2000	$[min^{-1}]$	i	0,50	[-]
	T_B	500	724,55	750	$[Nm]$			
5.	n_Q	2000	2438,27	2500	$[min^{-1}]$	i	0,18	[-]
	T_B	750	826,70	837,5	$[Nm]$			
6.	n_Q	2500	2956,20	3000	$[min^{-1}]$	i	0,18	[-]
	T_B	837,5	917,33	925	$[Nm]$			
AAR	n_Q	0	435,67	500	$[min^{-1}]$	i	0,15	[-]
	T_B	0	65,35	75	$[Nm]$			

8 Oblasti brzdných momentů na charakteristice hydraulické brzdy pro MQ100 a MQ200

Do charakteristiky brzdy jsem vykreslil oblasti (oblast zelené plochy), ve kterých se budou pohybovat brzdné momenty T_B [Nm] pro jednotlivé zařazené stupně.



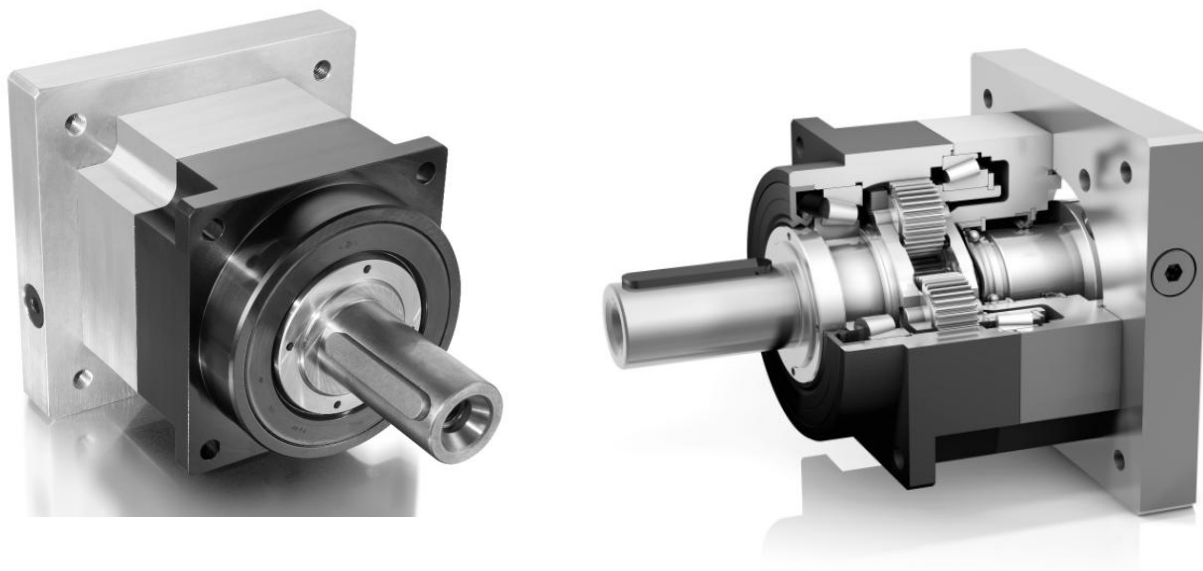
Obr. 8.1 Pro MQ100 – oblasti brzdných momentů charakteristika hydraulické brzdy DYNomite 13" Absorber load vs. RPM (s plným absorbérem) [2.5]



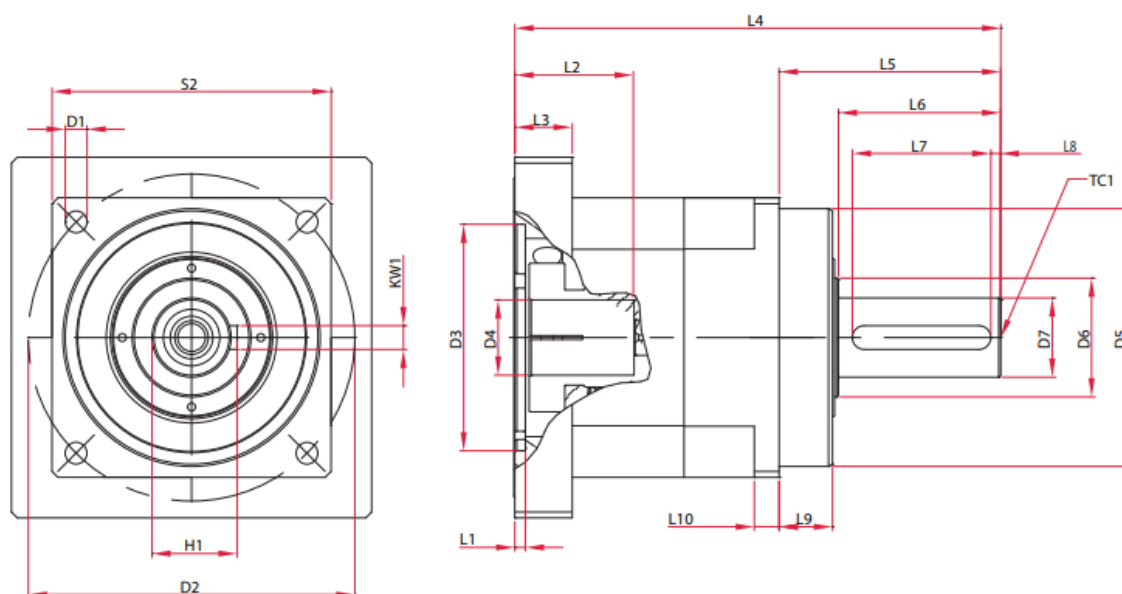
Obr. 8.2 Pro MQ200 – oblasti brzdných momentů charakteristika hydraulické brzdy DYNomite 13" Absorber load vs. RPM (s plným absorbérem) [2.5]

9 Pomocná převodovka Q

Logicky na výstupu ze zkoušené převodovky dochází k nárůstu točivého momentu T_D [Nm] a poklesu otáček n_D [min⁻¹]. Ten to pokles otáček n_D [min⁻¹] ovšem způsobil problém pro určení, fungování hydraulické brzdy. Problém jsem vyřešil tím, že do okruhu jsem vložil pomocnou převodovku Q. Převodovka Q je kupovaná od prodejce CONSENTA spol. s.r.o. [2.4], která zastupuje výrobce EPPINGER. Jedná se o planetovou převodovku PT242 (obr. 9.1) s převodový poměrem $u_Q = 1:5$ [-].



Obr. 9.1 Pomocná převodovka Q – planetovou převodovku PT242 [2.4]



Obr. 9.2 Pomocná převodovka Q – planetovou převodovku PT242 [2.4], rozměry – schéma, konstrukční provedení prosté

Tab. 9.1 Pomocná převodovka Q – planetovou převodovku PT242 [2.4], rozměry

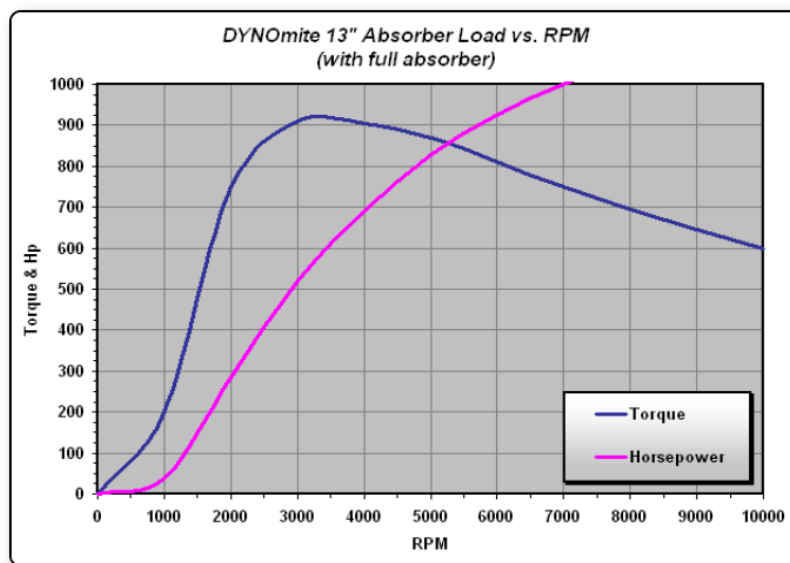
Rozměry									[mm]
D1	D2	D4	D5 g6	D6	D7 k6	KW1	S2	TC1	
17,00	290,00	60,00	200,00	95,00	85,00	22,00	242,00	M20x42	
L1	L2	L4	L5	L6	L7	L8	L9	L10	
8,00	110,00	435,00	170,00	130,00	110,00	7,50	37,00	30,00	

10 Hydraulická brzda

Tato převodovka zvyšuje otáčky, které se pohybují přibližně pro MQ100 do $n_Q = 2\,381,56 \text{ min}^{-1}$ (tab. 5.2), MQ200_SND $n_Q = 2\,562,74 \text{ min}^{-1}$ (tab. 6.2) a pro MQ200_SEM až $n_Q = 2\,956,2 \text{ min}^{-1}$ (tab. 7.2). Je zřejmém, že pro stand použiji jednu hydraulickou brzdu, proto jsem při volbě bral v úvahu maximální hodnotu otáček z pomocné převodovky Q $n_Q = 2\,956,2 \text{ min}^{-1}$ (MQ200_SEM) Pro ty to účely jsem zvolil hydraulické brzdy od firmy DYNomite 13" Absorber load vs. RPM (s plným absorbérem) (obr.10.2) [2.5].



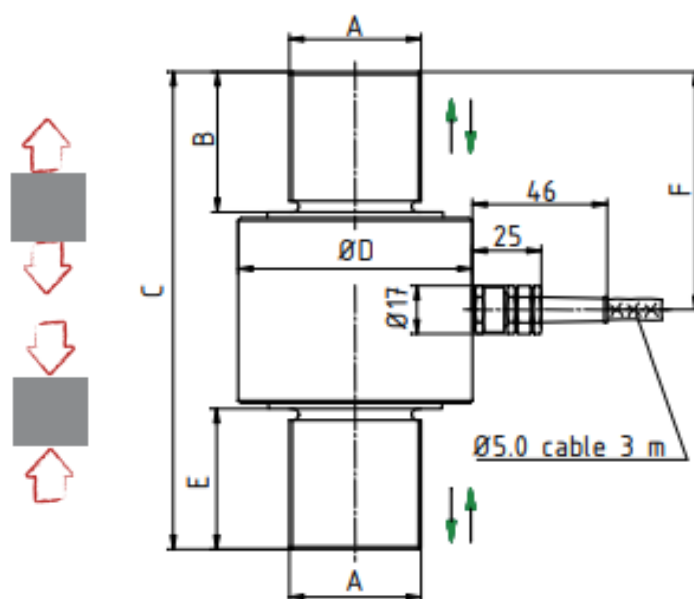
Obr. 10.1 Hydraulická brzda DYNomite 13" Absorber load vs. RPM
(s plným absorbérem) [2.5]



Obr. 10.2 Charakteristika hydraulické brzdy DYNomite 13" Absorber load vs. RPM (s plným absorbérem) [2.5]

10.1 Měření brzdného momentu

Pro změření, nastavení brzdného momentu jsem zvolil pro tyto účely tenzometr FT – K12 do 5 kN (obr. 10.3) od firmy Tenzometrické snímače [2.17].

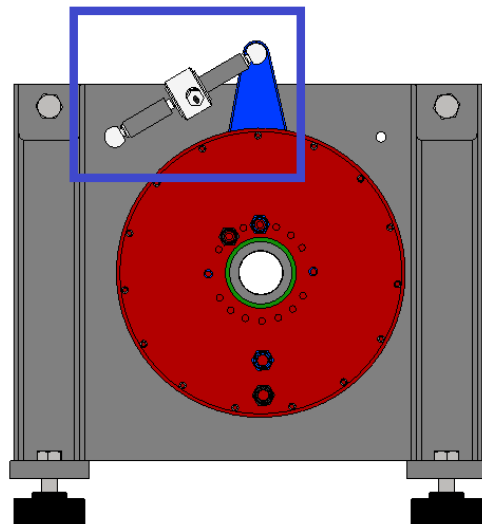


Obr. 10.3 Tenzometr FT-K12 [2.17], rozměry

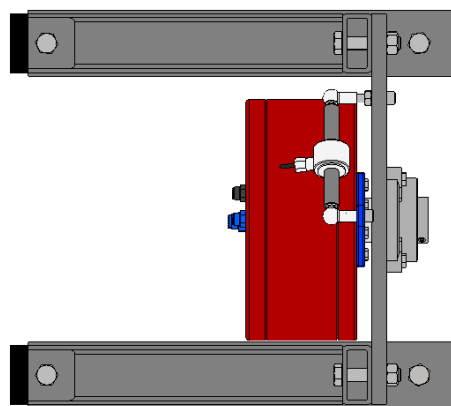
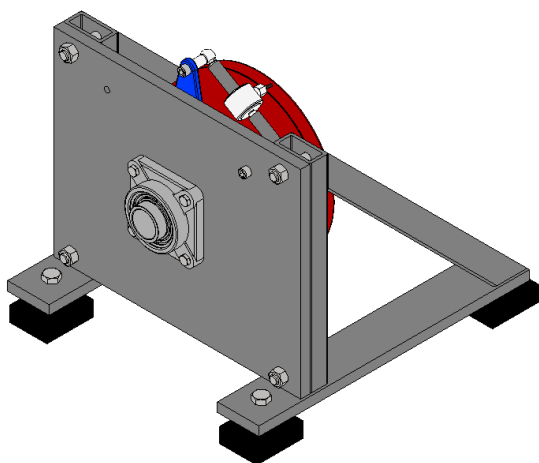
Tab. 10.1 Tenzometr FT-K12 [2.17], rozměry

Zatížení (tah/tlak)	A	B	C	D	E	F
0,5; 1; 2 ; 5; 10	M12x1,75	24	79	50	20	27
[kN]	[-]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]

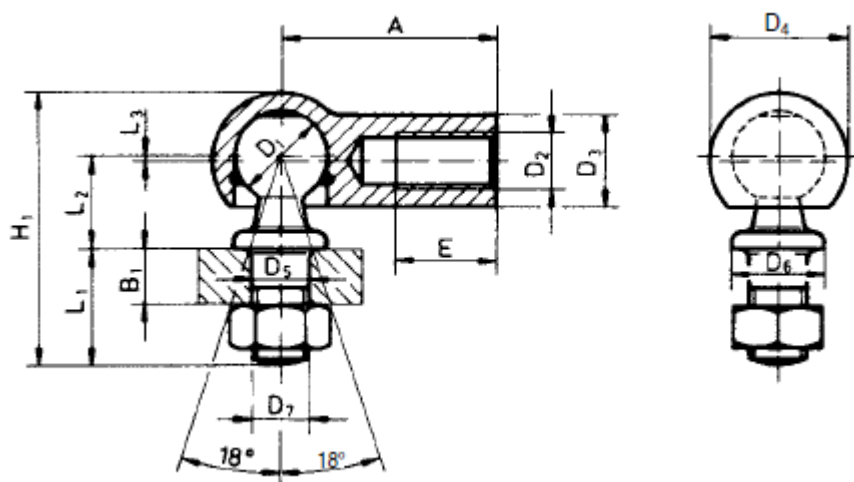
Pro upevnění tenzometru jsem navrhl držák, který se připevní pomocí šroubu s válcovou hlavou M12x55 DIN 912, třídy 10.9 [2.19] k přírubě na lavičce (obr. 10.4). Držák se skládá z dvou úhlových kloubů C16 [2.7] (obr.10.6).



Obr. 10.4 Uchycení tenzometru na přírubě (v žlutém rámečku)



Obr. 10.5 Uchycení tenzometru na přírubě hydro brzdy, pohledy



Obr. 10.6 Úhlový kloub C16 [2.7], rozměry

Tab. 10.2 Úhlový kloub C16 [2.7], rozměry

Obj. číslo		Typ C - bez třmenu														Hmotnost
Pravý závit D ₂	Levý závit D ₂	D ₁ h ₉	A ≈	B ₁	D ₂ + D ₇	D ₃	D ₄ ≈	D ₅ H11/h11	D ₆	E	H ₁ ≈	L ₁ ≈	L ₂ ≈	L ₃ ≈	kg/1000 ks ≈	
C16/12R	C16/12L	16	35	10	M12	16	24,0	12	16	15,5	47,5	20,0	16	0,5	103,8	

11 Návrh kloubové hřídele KH1

Pro přenos energie [točivého momentu $T_Z = 329,8 \text{ Nm}$ (2.1)] mezi elektromotorem a zkoušenou převodovkou jsem zvolil výsuvný kloubový hřídel s jehličkovým uložením H od firmy T.E.A. Technik s.r.o. [2.6]. Ten to typ výsuvného hřídele přenese otáčky do $5\,000 \text{ min}^{-1}$. Výsuvnost kloubového hřídele umožňuje snazší montáž, demontáž a ustavení.

Ty to výsuvné kloubové hřídele jsou vyrobeny z vysoko jakostní oceli, klouby jsou bez údržbové a mají dlouhou životnost. Volbu jsem provedl na základě dvou kritérií. Výpočet min. průměru z podmínky dovoleného smykového napětí $\tau \leq \tau_{DOV} [\text{MPa}]$ (11.1). To dalo jen orientační (a nepřesný) průměr $d'_{KH1} = 15,71 \text{ mm}$ (11.3).

$$\tau \leq \tau_{DOV} \quad (11.1)$$

$$\frac{32 \cdot T_Z \cdot 10^3}{\pi \cdot d_{KH1}^3} \leq \frac{Re}{k_s} \quad (11.2)$$

$$\rightarrow d'_{KH1} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot T_Z \cdot 10^3 \cdot k_s}{\pi \cdot Re}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 329,8 \cdot 10^3 \cdot 1,5}{\pi \cdot 650}} = \mathbf{15,71 \text{ mm}} \quad (11.3)$$

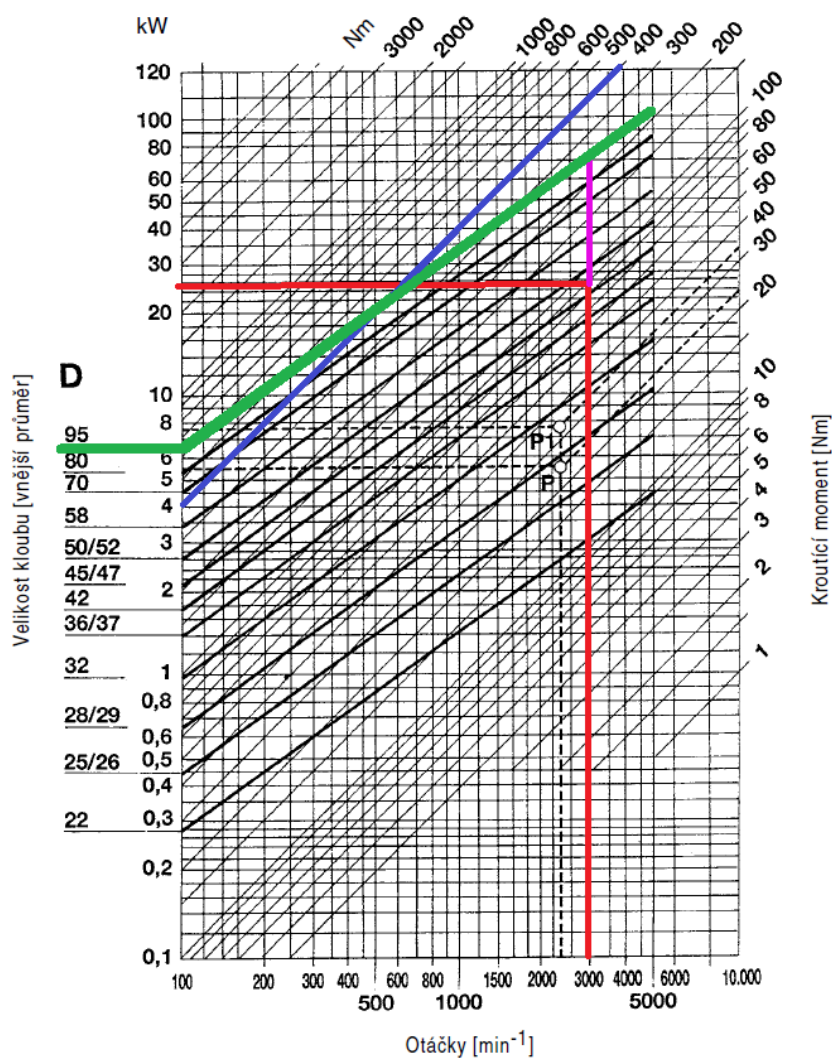
Mnohem přesnější určení velikosti kloubového hřídele bylo kritérium – odečtení typu výsuvného kloubového hřídel z katalogu firmy [2.7] (obr. 11.1), které bylo určeno s ohledem na moment zvratu $T_Z = 329,8 \text{ Nm}$, otáček $n_M = 2\,950 \text{ min}^{-1}$ a zohlednění úhlů natočení kloubu $\alpha_{KH1} [^\circ]$.

Uhel zlomu/natočení kloubového hřídele $\alpha_{KH1} = 15^\circ 30'$ jsem dimenzoval dle konstrukčního uspořádání zkušební okruhu. Zároveň aby nedocházelo k nerovnoměrnosti a velkému namáhání, uhel $\alpha_{KH1} [^\circ]$ co nejmenší. Výrobce udává v katalogu [2.7] pracovní úhly (tab. 11.1), kdy zohledňuje ten to úhel s přenášeným výkonem $P_M = 30 \text{ kW}$ koeficientem 0,80 [-]. Výkonem po zohlednění $P_M^* = 37,5 \text{ kW}$ (11.4) jsem určil 9HA, $D_{KH1} = 95 \text{ mm}$ (obr. 11.1).

$$P_M^* = P_M \cdot 0,80 = 30 \cdot 0,80 = \mathbf{24 \text{ kW}} \quad (11.4)$$

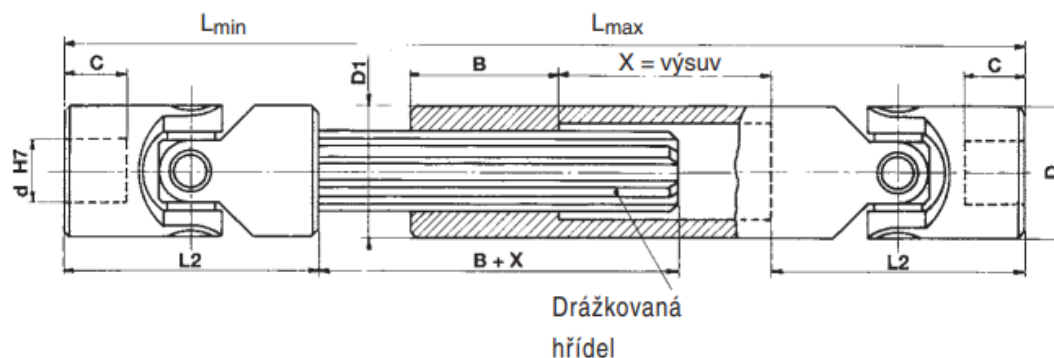
Tab.11.1 Zohledňující koeficient pracovního úhlu /zlomu/natočení kloubového hřídel
pro přenášený výkon [2.7]

Pracovní úhel α	Koeficient F
5°	1,25
10°	1,00
15°	0,80
20°	0,65
25°	0,55
30°	0,45
35°	0,38
40°	0,30
45°	0,25



Obr. 11.1 Volba velikosti kloubu 9HA [2.7]

(pro $P_M^* = 24 \text{ kW}$, otáčkách $n_M = 2\,950 \text{ min}^{-1}$ a $T_Z = 329,8 \text{ Nm} \Rightarrow$ zvoleno $D_{KH1} = 95 \text{ mm}$)



Obr. 10.2 Rozměry zvoleného výsuvného kloubového hřídele [2.6]

(tab. 6.1 jsou uvedeny rozměry)

Tab. 10.2 Rozměry zvoleného výsuvného kloubového hřídele s jehlovým uložením typu H [2.6] (pozn. rozměry jsou v mm)

Obj. číslo	d	D	L2	C	L _{min}	L _{max}	X	B	a	b	Q	SW	Drážkovaná hřídel	D1
9HA	50	95	190	46	na poptávku			90	14	53,8	*	*	8 x 46 x 54	95

Jedná se o dlouhý kloubový hřídel, u kterého může vzniknout při vyšších otáčkách nestabilita, která vzniká kmitáním hřídele. Proto jsem provedl ještě jeden kontrolní výpočet na kritické otáčky podle vztahu (11.5) [1.6]. Kdy $D_{KH1} = 95$ mm a $q_{KH1} = 54$ mm (vnitřní průměr byl odvozen od drážkování 8x46x54). Vzdálenost mezi klouby při připojení do okruhu je $L_{KH} = 1\,310,05$ mm. Při nevysunutí minimální délka $L_{min} = 1\,435$ mm, maximální délka při celkové vysunutí $L_{max} = 2\,290$ mm. Kontrolní podmínka byla splněna (11.7).

$$n_{MAX} \leq 1,218 \cdot 10^8 \cdot \frac{\sqrt{D_{KH1}^2 - q_{KH1}^2}}{L_{KH}^2} \quad (11.5)$$

$$n_{MAX} \leq 1,218 \cdot 10^8 \cdot \frac{\sqrt{95^2 - 54^2}}{1310,05^2} \quad (11.6)$$

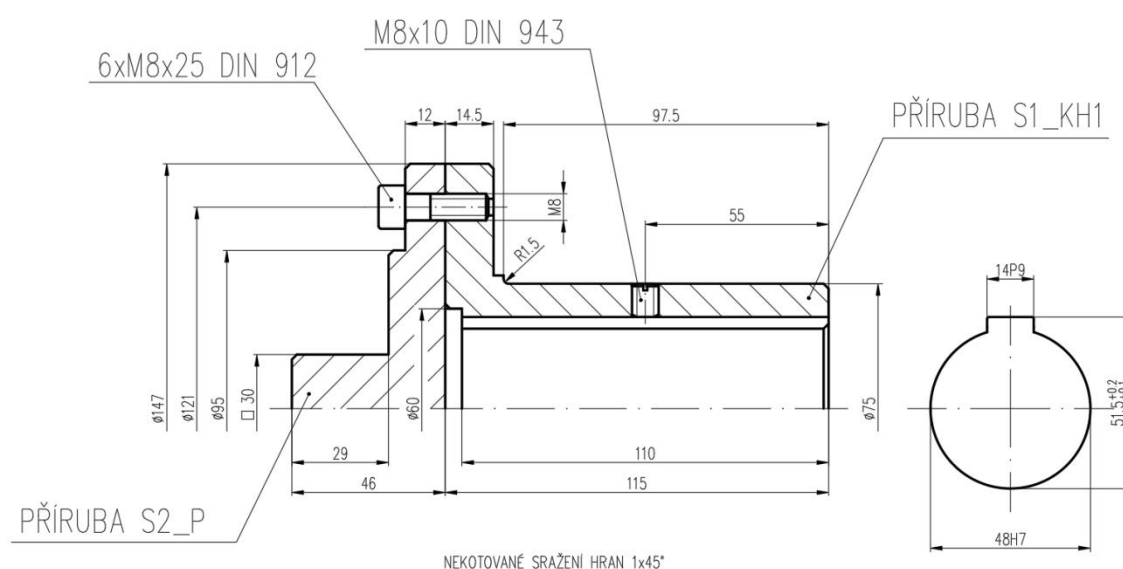
$$2\,950 < 5\,546,95 \text{ [min}^{-1}\text{]} \quad (11.7)$$

12 Návrh spojky S1

Pro spojení elektromotoru s výsuvným hřídelem, který přenáší dál energii do zkoušené převodovky, jsem navrhl spojku pod označením S1. Jedná se o jednoduchou přírubovou spojku smontovanou k sobě pomocí šroubů. Spojka se skládá ze dvou částí s nábojem pro hřídel z elektromotoru S1_M a druhá část pro spojení s výsuvným kloubovým hřídelem S_KH1 (obr. 12.1).

Pro navržení spojky jsem udělal dva kroky - prvním bylo navrhnout počet šroubů i_s [-], typ šroubu a roztečný průměr šroubů. Druhým krokem byl samotný konstrukční návrh spojky – ostatních rozměrů, tvaru a maximálního rozměru (obr. 12.1).

Zajištění proti axiálnímu posunu spoje volím stavěcí šroub M8x10 DIN 438, třídy 10.9 [2.10].



Obr. 12.1 Spojka S1 - schéma v řezu

Pro navržení spojky bylo zapotřebí určit výpočtový moment T_V [Nm] (12.1). Ten to vztah zohledňuje tzv. provozní součinitel - dynamické chování hnaného zařízení $K = 1,5$ [-] [1.3] s točivým momentem od elektromotoru $T_Z = 329,8$ Nm.

Tab. 12.1 Určení provozního součinitele $K = 1,5$ [-]

Hnaný stroj	
Osobní automobil	Skupina II.
Provozní součinitel pro spojku bez pružných členů:	
Asynchronní motor s kotvou nakrátko, parní motor – pro skupinu II.	$K = 1,5 - 1,9$ [-]

$$T_V = K \cdot T_Z = 1,5 \cdot 329,8 = \mathbf{527,68 \text{ Nm}} \quad (12.1)$$

S přihlédnutím na rozměry spojovacího kloubového hřídele KH1 ($D_{KH1} = 95$ mm) jsem zvolil pro spojení přírub lícovaný šroub M8x25 DIN 943, třídy 10.9 [2.19].

Výpočtově jsem ověřil, zda daný šroub o zvoleném počtu šroubů $i_S = 6$ [-], bude vyhovovat pro působící sílu ve šroubu $F_S = 6\,607,56$ [N] (12.2). Ta to síla působí na roztečném průměru $2 \cdot R_S = 121$ mm.

$$F_S = \frac{T_V \cdot 1000}{i_S \cdot R_S \cdot f} = \frac{527,68 \cdot 1000}{14 \cdot 60,5 \cdot 0,11} = \mathbf{6607,56 \text{ N}} \quad (12.2)$$

Síla se projeví na utahovacím momentu $T_{Umin} = 19,45$ Nm (12.3), která musí být menší než-li $T_{Umax} = 33,24$ [Nm] pro daný závit M8 a třídy pevnosti 10.9 [1.4]. Tomu tak bylo – zvolený šroubový spoj vyhovuje pro přírubovou spojku S1.

$$T_{Umin} = T_{TZ} + T_{TM} = 19 + 0,45 = \mathbf{19,45 \text{ Nm}} \quad (12.3)$$

Do výpočtu pro min. utahovací moment šroubu $T_{Umin} = 19,45 \text{ Nm}$ (12.3) bylo zapotřebí vypočítat momenty tření v závěťě $T_{TZ} = 19 \text{ Nm}$ (12.4) a pod maticí $T_{TM} = 0,454 \text{ Nm}$ (12.5).

$$T_{TZ} = F_S \cdot tg(\varphi' + \Psi) \cdot \frac{d_2}{2 \cdot 1000} = 6\,607,56 \cdot tg(0,619 + 0,055) \cdot \frac{7,188}{2 \cdot 1000} = \mathbf{19 \text{ Nm}} \quad (12.4)$$

$$T_{TM} = F_S \cdot f_M \cdot \frac{D_d - D_{SK}}{4 \cdot 1000} = 6\,607,56 \cdot \frac{13-8}{4} = \mathbf{0,45 \text{ Nm}} \quad (12.5)$$

Pro tyto výpočty bylo potřeba ještě určit úhel stoupání $\Psi = 3,168 [^\circ]$ (12.6) a součinitel tření $\varphi' = 0,619^\circ$ (12.7). Tyto hodnoty splňují podmínku samosvornosti (12.8).

$$\Psi = \arctg \frac{P_h}{\pi \cdot d_2} = \arctg \frac{1,25}{\pi \cdot 7,188} = \mathbf{3,168^\circ} \quad (12.6)$$

$$\varphi' = \arctg \frac{f_Z}{\cos \frac{\alpha}{2}} = \arctg \frac{0,11}{\cos \frac{60}{2}} = \mathbf{7,238^\circ} \quad (12.7)$$

kde $\alpha = 60^\circ$...úhel závitu pro metrický závit

Podmínka samosvornosti:

$$\Psi < \varphi'$$

$$\mathbf{3,168 < 7,238 [^\circ]} \quad (12.8)$$

Dále jsem provedl ještě kontrolu na dovolený smyk $\tau \leq \tau_{DOV}$ [MPa] (12.9), kde podle literatury je mez kluzu materiálu $R_e = 900 \text{ MPa}$ [1.4]. Ta to podmínka vyhovuje (12.11).

$$\tau \leq \tau_{DOV} \quad (12.9)$$

$$\frac{4 \cdot T_V \cdot 1000}{R_{2S} \cdot i_S \cdot d_S} \leq \frac{Re}{k_s} \quad (12.10)$$

$$\frac{4 \cdot 527,68 \cdot 1000}{60,50 \cdot 6 \cdot 8} \leq \frac{900}{1,5} \quad (12.10)$$

$$28,92 \leq 300 \text{ [MPa]} \quad (12.11)$$

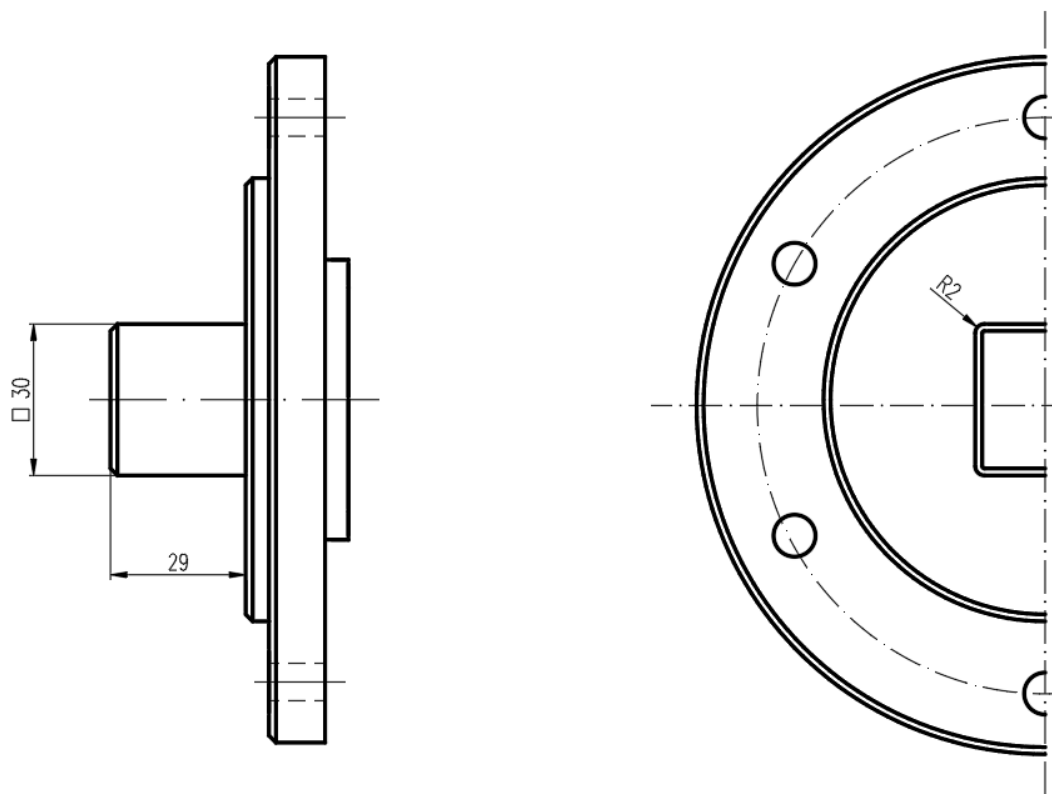
12.1 Příruba S1_M – pro hřídel elektromotoru

Přenos točivého momentu z elektromotoru jsem navrhl dle rozměru výstupní hřídele elektromotoru. Pro zabránění axiálnímu posunutí po hřídeli jsem zvolil stavěcí šroub M8x10 DIN 438 [2.10].

12.2 Příruba S_KH1 – pro výsuvný kloubový hřídel

V této podkapitoly jsem se věnoval návrhu příruby S_KH1, především připojení kloubového hřídele KH1 s spojkou.

Po provedení návrhového výpočtu a kontroly na otláčení perového spoje, my vyšlo, že se perový spoj nedá požit. Proto jsem využil možnosti od výrobce zvolit kloubový hřídel s provedením náboje s čtyřhranem a navrhnout hranolový spoj (obr. 12.2).



Obr. 12.2 Příruba S1_KH1 - schéma v řezu

Pro zvolený typ hranolového spoje jsem provedl kontrolu na dovolené otláčení dle vztahu [1.5] (12.12). Stanovení dovolené hodnoty $p_{DOV} = 80$ MPa [1.5] (dle tab. 12.2). Koeficient vzrůstu maximálního napětí $\varphi_{KH} = 1,65$ [-] [1.5] bylo voleno z rozsahu 1,3 až 2,0 [-]. Dany hranolový spoj kontrolní podmínce (12.12) vyhovuje $p = 54,27$ MPa (12.15).s

Tab. 12.2 Stanovení dovolené hodnoty $p_{DOV} = 80$ MPa [1.5]

Uložení	Druh zatížení	Dovelý tlak	
pevné	rázy	boky tvrzené	[Mpa]
		40 až 90	

$$p < p_{DOV} \quad (12.12)$$

$$\frac{12 \cdot T_Z \cdot 10^3 \cdot \varphi_{KH}}{C \cdot N \cdot (a - 2 \cdot r)} < p_{DOV} \quad (12.13)$$

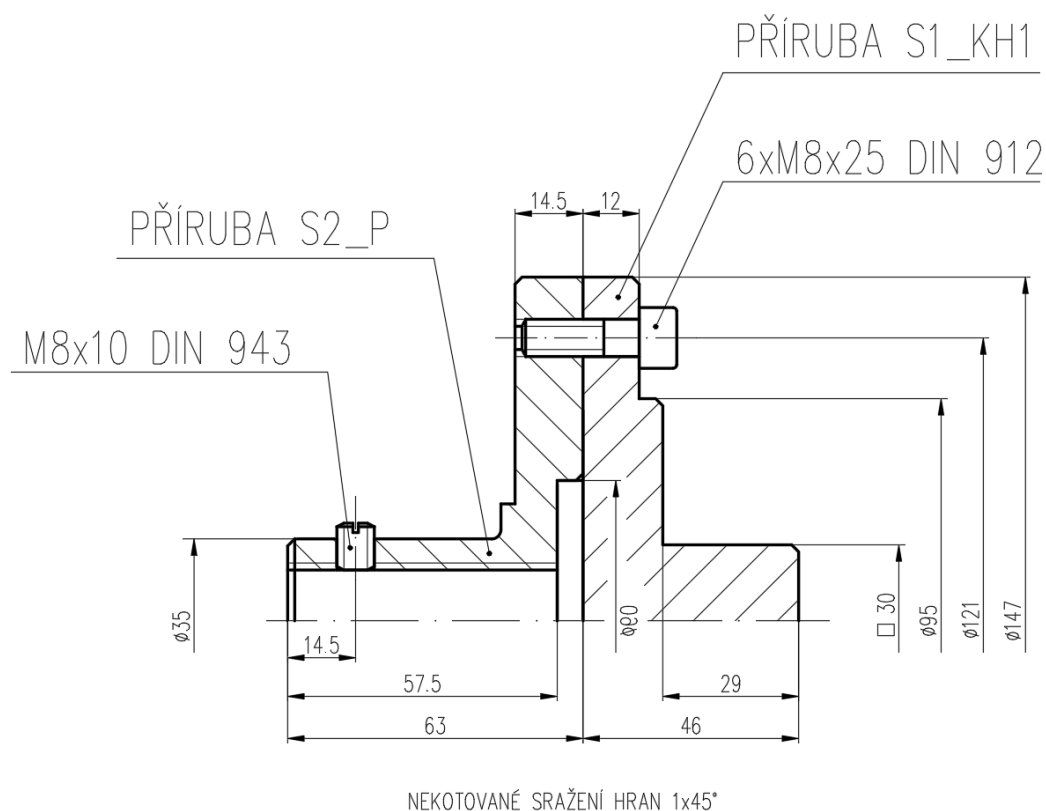
$$\frac{12 \cdot 329,8 \cdot 10^3 \cdot 1,65}{29 \cdot 4 \cdot (30 - 2 \cdot 2)} < 80 \quad (12.14)$$

$$54,27 < 80 \text{ [MPa]} \quad (12.15)$$

13 Návrh spojky S2

Přenášený točivý moment $T_z = 329,8 \text{ Nm}$ (2.1) je stejný u S2 tak u S1. Propojení mezi kloubovou hřídelí KH1 a zkoušenou převodovkou jsem navrhl se stejným konstrukčním provedení jako spojka S1. To znamená, že je poskládána z dílu S_KH1 (pro připojení spojky S2 s kloubovým hřídelem KH1) a S2_P (pro připojení ke zkoušené převodovce). Konstrukce příruby S2_P má stejné připojovací rozměry jako S_M jen náboj pro propojení zkoušené převodovky je navržen na vstupní hřídel s drážkováním.

V náboji vnitřní drážkování jsem převzal z drážkovaného vstupní hřídele zkoušené převodovky. Proti axiálnímu posunutí náboje po hřídeli složí stavěcí šroub M8x10 DIN 438, třídy 10.9 [2.10].



Obr. 13.1 Spojka S2 - schéma v řezu

14 Kloubový hřídel KH2

Ten to spojovací kloubový hřídel KH2 je s homokinetickými kuličkovými klouby. Jejich nerovnoměrnost je téměř nulová a jsou spolehlivé. Jejich konstrukce nevyžaduje díl s délkovou kompenzací, jak tomu je u klubové hřídeli KH1

Přesně kolik je maximální úhel zlomení α_{KH2} [°]. Se nedá s přesností říci, ani dohledat v literatuře. U vozidel kloubový hřídel (homokinetických) bývá úhlem natočení os cca od 15° do 20°, ale u kloubových hřídelí co zajišťují řízení vozidla by měli umožnit větší úhel až 45° [1.7]. Ale u větších úhlu by mohlo zase dojít většímu namáhání a zahřátí. Pro zvolení tohoto úhlu jsem přihlédnul na ten to fakt a konstrukčního uspořádání na rámu standu. Úhel natočení/zlomu jsem navrhl KH2 $\alpha_{KH2} = 15^\circ$. Osy kloubových hřídelů KH1 a KH2 jsem konstruoval do jedné výškové roviny.

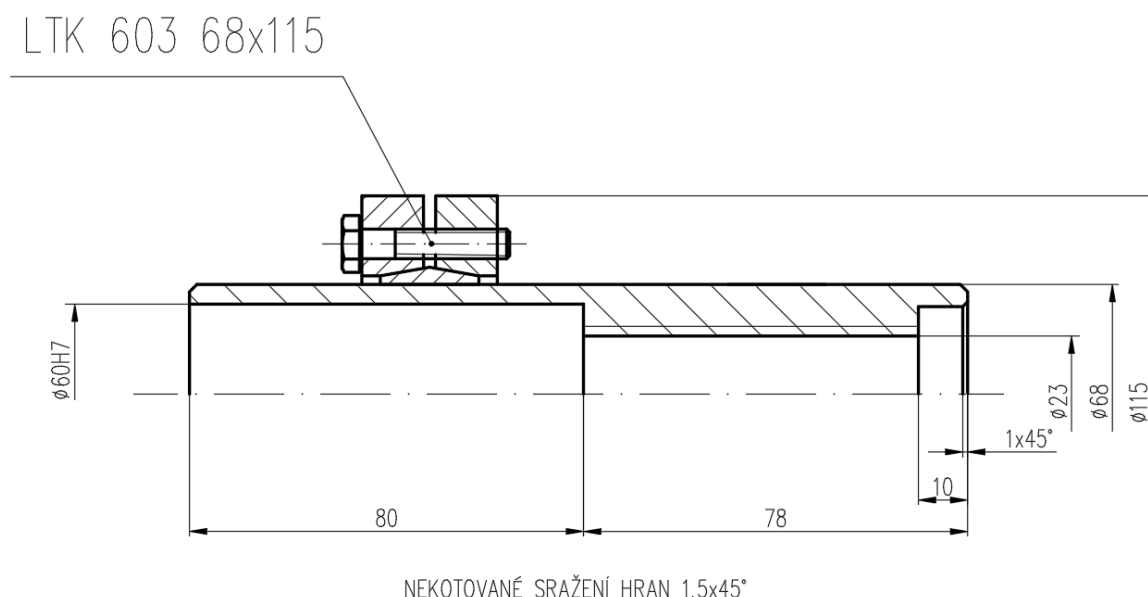
Kloubový hřídel KH2 je opatřen hřídelovými výstupy. Na jednom konci je výstup vyroben s drážkováním pro přímé nasazení do stálého záběru D (diferenciálu) v zkoušené převodovce. Druhý konec KH2 má osoustruženou válcovou plochu, na které je nasazeno svěrná spojka S3 (viz. kapitola 15.).

15 Svěrná spojka S3

Propojení kloubového hřídele KH2 a pomocné převodovky Q, je realizováno svěrnou spojkou (obr. 15.1). Ta skládá ze svěrného pouzdra (obr. 15.2 a spojovací trubky.

Volbu svěrného pouzdra jsem provedl dle max. hodnoty točivého momentu, který bude přenášen mezi zkoušenou převodovkou a pomocnou převodovkou Q. Hodnota točivého momentu dle MQ200_SND $T_D = 2951,27 \text{ Nm}$ (vyplývá z rozboru okruhu viz. kapitola 7)

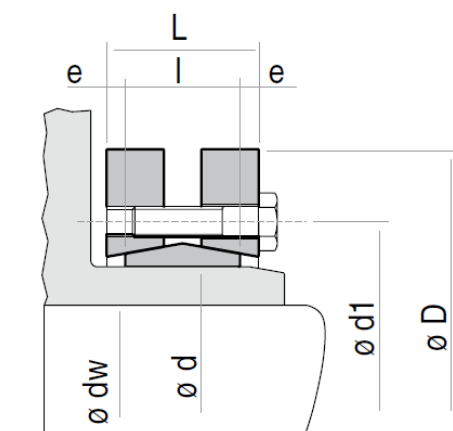
Pro ty to kriteria jsem zvolil typ svěrného pouzdra LTK 603 68x115 (obr. 15.2), podle katalogu firmy T.E.A. TECHNIK s.r.o. [2.8] má dovolený maximální točivý moment 3 150 Nm (tab. 15.1).



Obr. 15.1 Znáznornění uložení svěrného pouzdra mezi kloubovým hřídelem KH2 a pomocnou převodovkou Q

Těleso trubky je konstruované pro spojení dvou rozdílných průměrů a to pro KH2 ($\varnothing 23 \text{ mm}$ s drážkováním převzaté z kloubového hřídele KH2) a hřídel, která vstupuje do pomocné převodovky Q.

Toto řešení je vcelku jednoduché s jednoduchou demontáží a krátkou montáží. Především je vhodné pro vysoké krouticí momenty.



Obr. 15.2 Typ svěrného pouzdra TLK 603 od firmy T.E.A. Technik [2.7], rozměry – schéma

Tab. 15.1a Typ svěrného pouzdra TLK 603 68x115 [2.8], rozměry

dxD	Průměr hřídele	Kroutící moment	Axialní síla	Rozměry			
	dw	Mt	Fa	l	L	d1	e
[mm]	[mm]	[Nm]	[N]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]
68x115	60	3 1500	120	23	30,5	86	3,75

Tab. 15.1b Typ svěrného pouzdra TLK 603 68x115 [2.8], rozměry

Upínací šrouby	Utahovací moment	Hmotnost
DIN 931-10.9	Ms	
	[Nm]	[kg]
10xM6	12	1,4

15.1 Montáž a demontáž

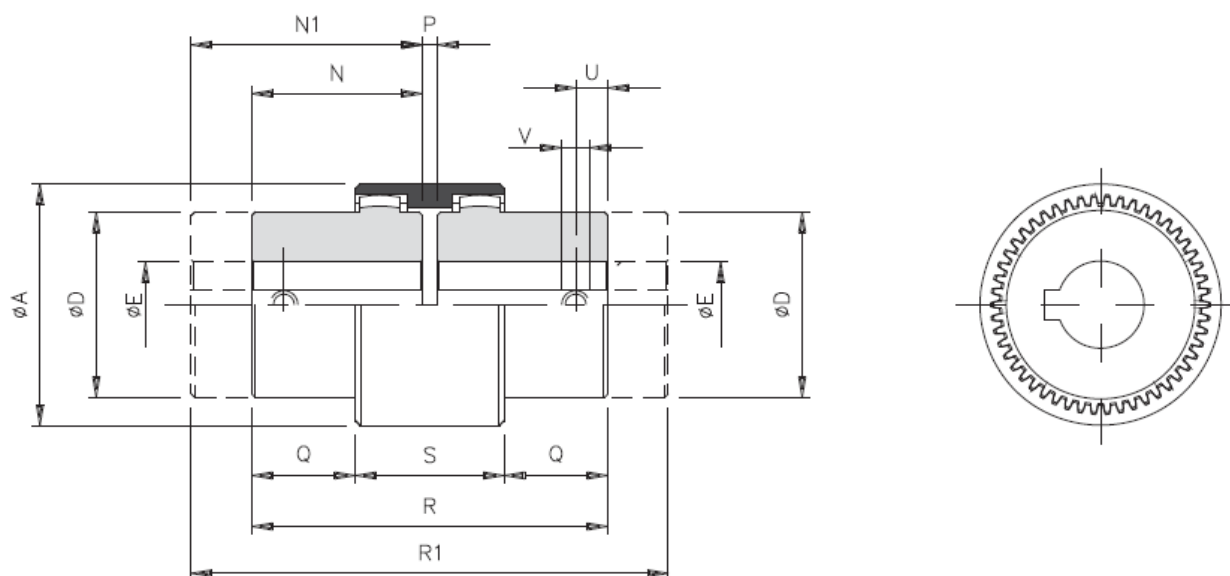
Výrobce doporučuje postup při montáži. Pečlivé očištění hřídele s náboje a nasazení stahovacího disku mimo dutý hřídel. Rovnoměrně a postupné utahování jednotlivých šroubu na předepsaný utahovací moment 12 Nm. Musí se opakovat vícekrát. U náboje s hřídelem při montáži nevzniká axiální posun.

U demontáže je postup obdobný. Posupně se uvolňují šrouby, ale nesmí se vytáhnout úplně. Doporučeno pro znovu použití šroubů namazat tukem se zaručeným koeficientem tření 0,04 [-]. [2.8]

16 Spojka S4 – propojení převodovky Q s hydro brzdou

Pro spojku S4, která propojuje pomocnou převodovku Q a hydraulickou brzdou, jsem návrh a zvolil z katalogu firmy OPIS Engineering k.s. zubovou spojku GD 12 (100) [2.16].

Tato zubová spojka umožňuje přesněst maximální točivý moment 2 400 Nm a maximálních otáček 3 000 min.⁻¹. Při zkoušení převodovky MQ100/200 se bude maximální točivý moment pohybovat $T_Q = 572,55$ Nm a maximální otáčky $n_Q = 2\,956,2$ min.⁻¹. Dále co je hlavní proč je spojka zvolena, je že umožňuje vyrovnávat nesouosost hřídelů o $\pm 1^\circ$ až 2° (např. vlivem nepřesného ustavení).



Obr. 16.2 Zubová spojka GD 12 (100) [2.16], rozměry

Tab. 16.1a Zubová spojka GD 12 (100) [2.16], rozměry

A	D	E H7		N	P	
		min.	max.			
210	152	35	100	110	8	[mm]

Tab. 16.1b Zubová spojka GD 12 (100) [2.16], rozměry

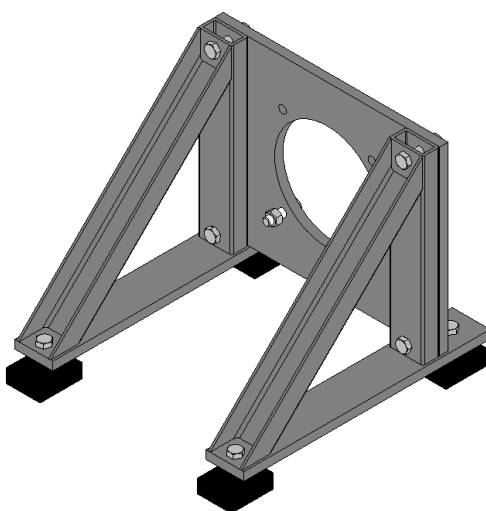
Q	R	S	U	V	N1	R1	
63	228	102	30	M12	140	284	[mm]

Tab. 16.1c Zubová spojka GD 12 (100) [2.16], rozměry

Hmotnost	Maximální točivý moment	Maximální otáčky
15,37	2400	3 000
[kg]	[Nm]	[min ⁻¹]

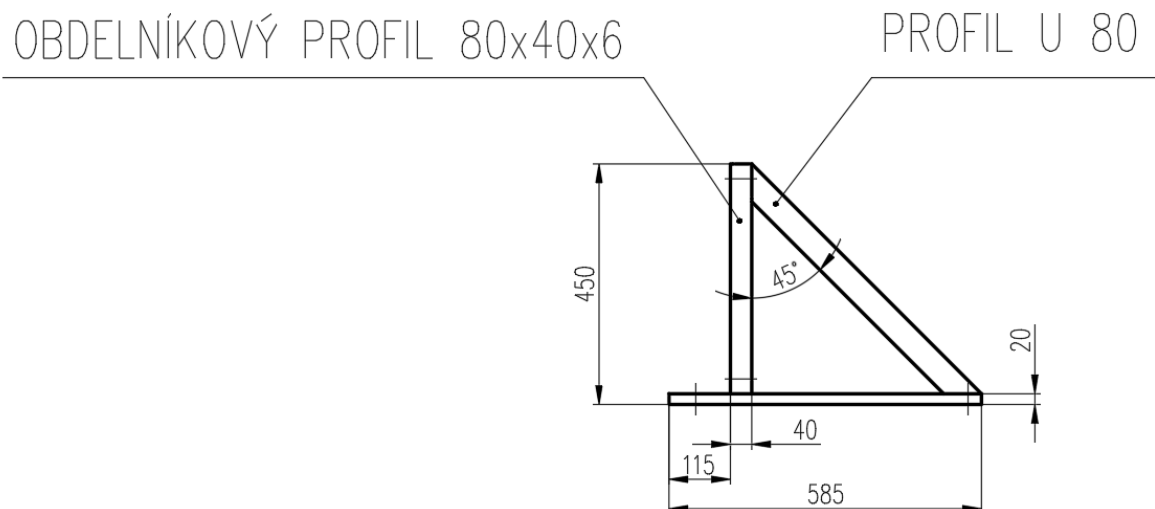
17 Uchycení prvku zkušebního okruhu k rámu – “lavičky”

Po kompletním navržení otevřeného zkušebního okruhu, jsem mohl navrhnout připojení jednotlivých prvků v okruhu (elektromotor, zkoušenou převodovku, pomocnou převodovku Q a hydraulickou brzdu). Pro lepší ustavování a univerzálnost standu jsem se rozhodl pro systém “laviček” (obr. 17.1), které se budou podle potřeby posunovat, nebo upínat k rámu.



Obr. 17.1 Lavička – provedení pro uchycení elektromotoru, pro uchycení zkoušené převodovky

Tyto lavičky jsou založeny na jednotné a jednoduché konstrukci. Každá lavička je smontována z dvou svařovaných podpěrných a upínacích sloupků k rámu (obr. 17.2). K nim jsou připevněné příruby (ocelové desky) s vyřezanými a vrtanými otvory pro uchycení konkrétního prvku okruhu. Pro připojení k přírubě jsem použil šrouby M18x80 10.9 DIN 931, třídy 10.9 [2.10] a matice M18 DIN 934 [2.11].



Obr. 17.2 Podpěrné sloupky lavičky

Sloupky jsou uchyceny a zajištěny k rámu pomocí přitáhnutých šroubu M18x65 DIN 931, třídy 10.9 [2.9] v třecích maticích. Ten to spoj po uvolnění (nevyšroubování), dovoluje volně posunovat po rámu v podélném směru. Vhodné pro nastavování/ustavení vzdálenosti mezi lavičky (prvky).

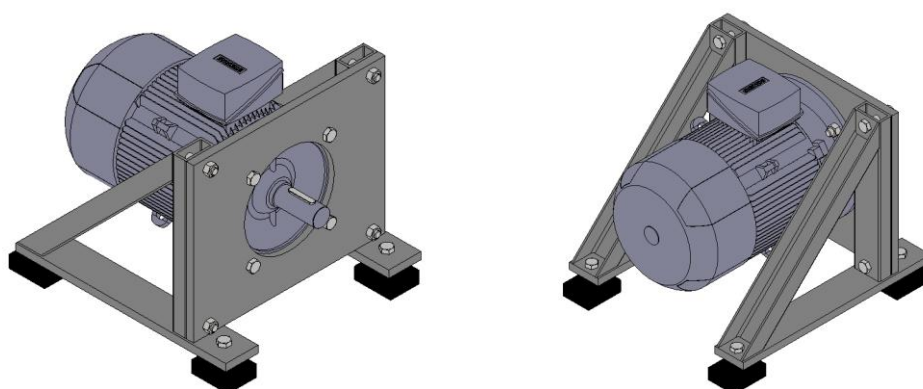
Tab. 17.1 Hmotnosti jednotlivých laviček (orientačně)

(hmotnost uvedena komplet s prvky, vlastním rámem a šrouby)

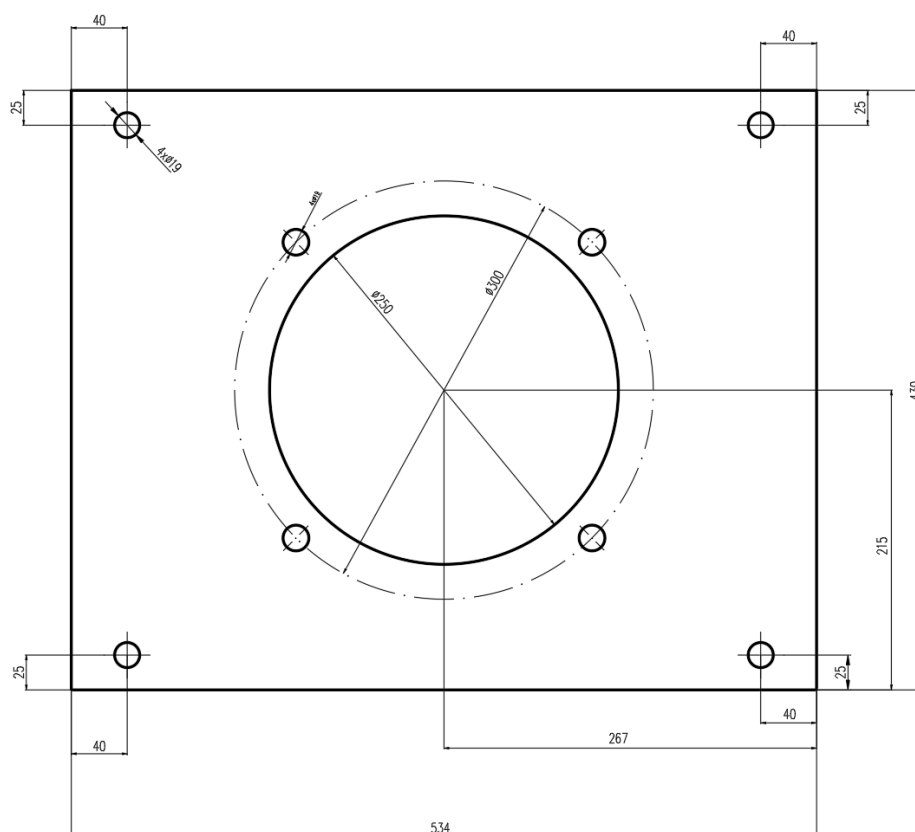
Hmotnost			
Lavička	motoru	237,85	[kg]
	Zkoušená převodovka MQ	134,15	[kg]
	pomocné převodovka Q	178,5	[kg]
	Hydro brzda	174,8	[kg]

17.1 Příruba pro uchycení elektromotoru

Přírubu elektromotoru jsem navrhl s vyřazeným otvorem průměru dle rozměrů osazení elektromotoru (obr. 2.1) 250 mm. Toto osazení složí k lepší montáži, středění při nasazení elektromotoru na přírubu. K přírubě je elektromotor připojen pomocí čtyřech šroubů M18x60 DIN 931, třídy 10.9 [2.9] a matice M18 DIN 934 [2.11].



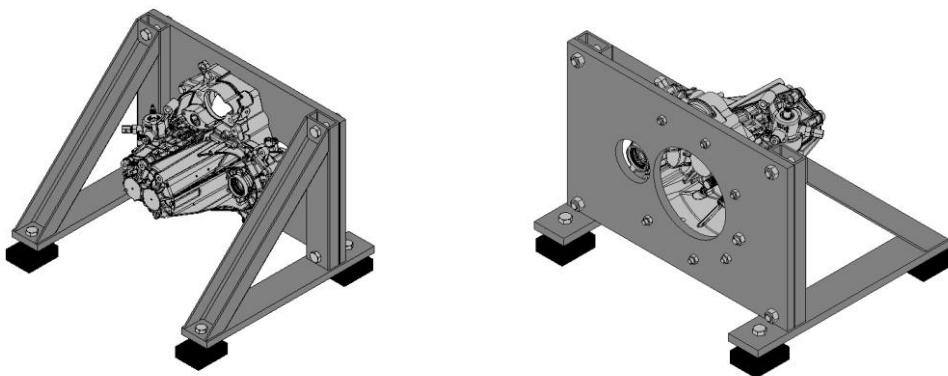
Obr. 17.3 Lavička pro uchycení elektromotoru (celkový pohled)



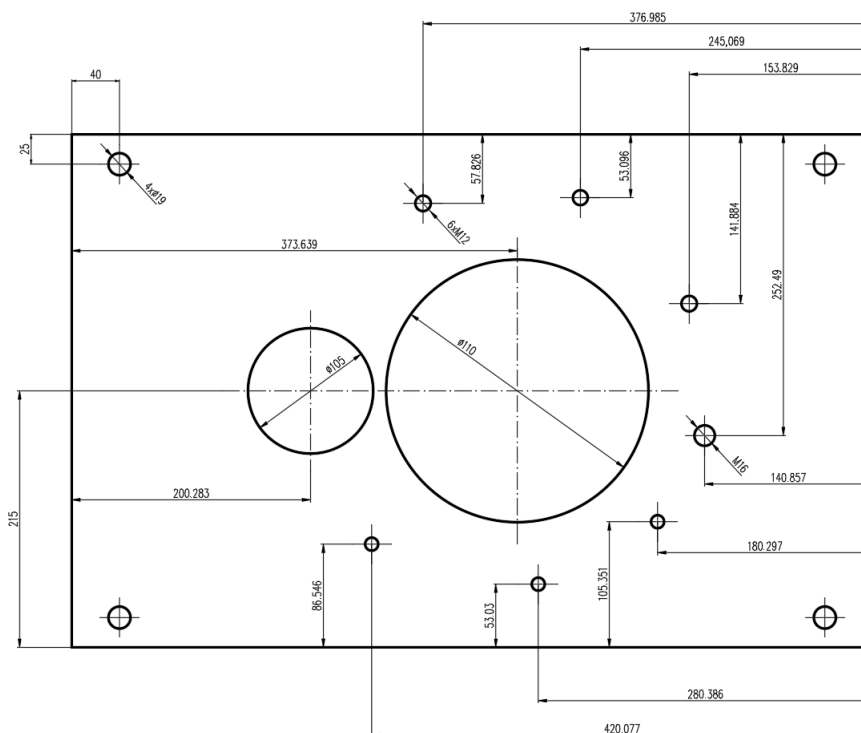
Obr. 17.4 Příruba pro uchycení elektromotoru, rozměry, tloušťka příruby 20 mm

17.2 Příruba pro uchycení zkoušené převodovky

Zkoušená převodovka je připojená k přírubě pomocí šesti šroubů M12x65 DIN 931, třídy 10.9 [2.9] a matic M16 DIN 934 [2.11]. Ale jeden šroub je M16x70 DIN 931 [2.9] o matici M18 DIN 934 [2.11]. Pozn. důvodem je, že jsem pro připojovací rozměry převzal rozměry otvorů v zkušební převodovce.



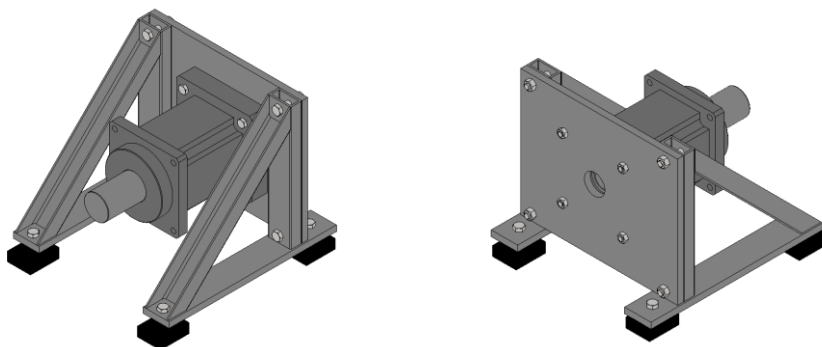
Obr. 17.5 Lavička pro uchycení zkoušené převodovky (celkový pohled)



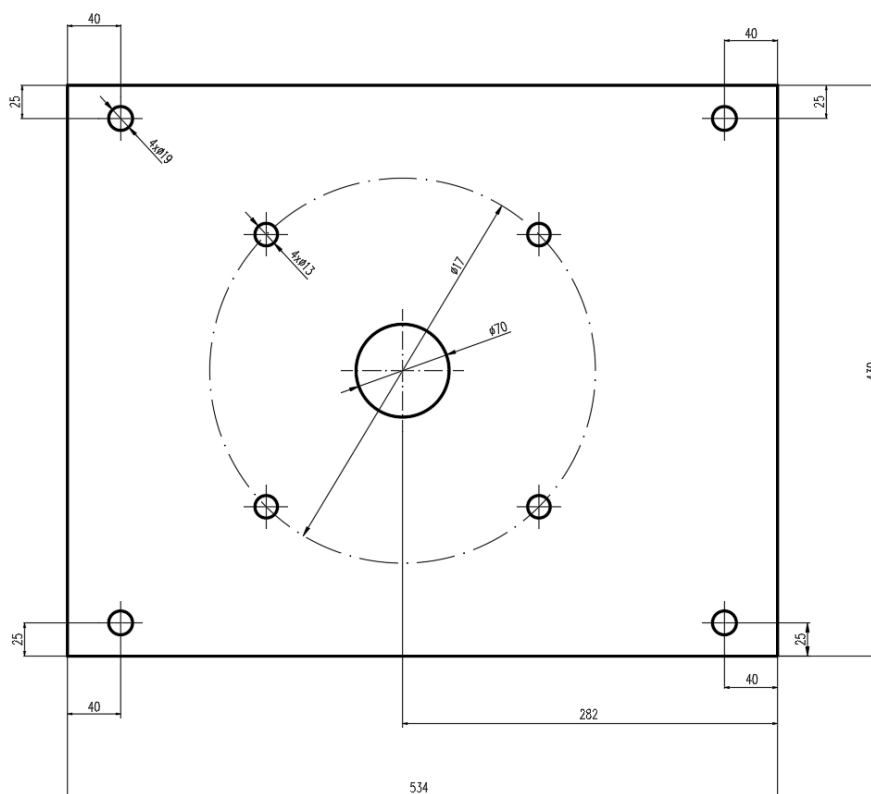
Obr. 17.6 Příruba pro uchycení zkoušené převodovky, rozměry, tloušťka příruby 20 mm

17.3 Příruba pro uchycení pomocné převodovky Q

Pomocná převodovka je uchycená k přírubě pomocí čtyřech šroubu M16x90 DIN 931, třídy 10.9 [2.9] a matic M16 DIN 934 [2.11].



Obr. 17.6 Lavička pro uchycení zkoušené převodovky (celkový pohled)

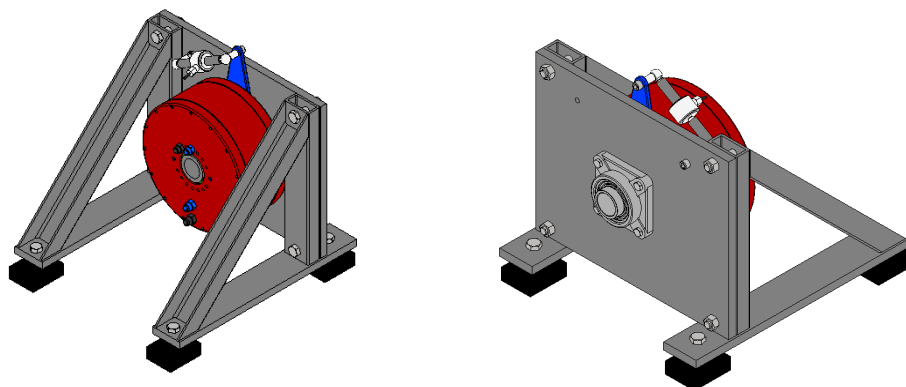


Obr. 17.7 Příruba pro uchycení pomocné převodovky Q, tloušťka příruby 20 mm

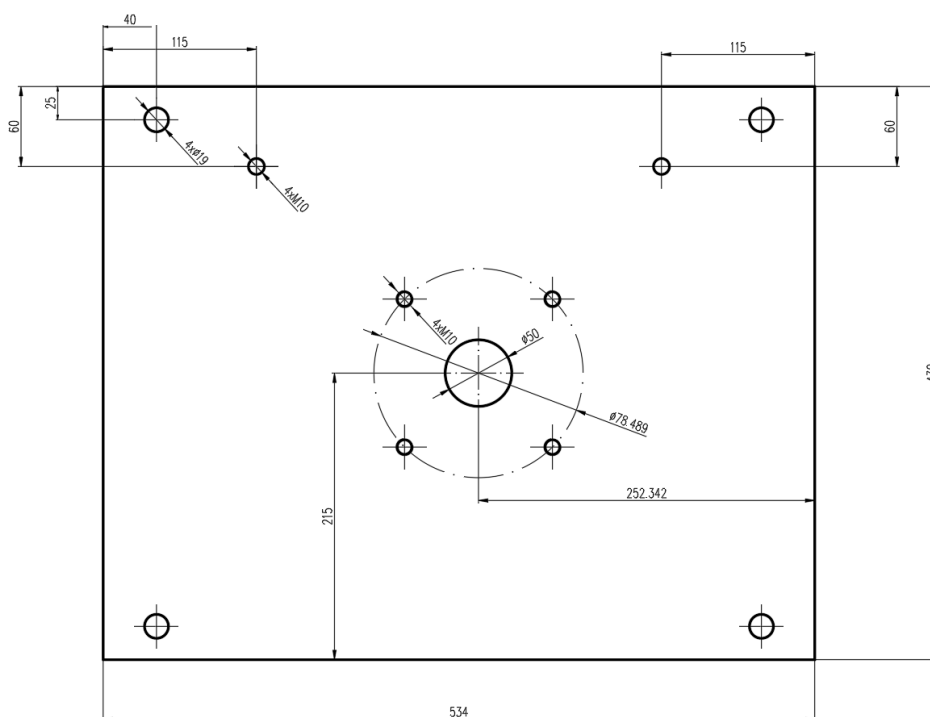
Pozn. k montáži zkušebního okruhu – příruba Q a B v druhé větvi musí být namontována k sloupkům opačně. Důvodem je nastavení kloubového hřídele KH2. (viz. kapitola 2.)

17.4 Příruba pro uchycení hydraulické brzdy

K přírubě je připevněn čtvercový ložiskový domek od SKF [2.18] (kapitola 18), pomocí čtyřech šroubů s válcovou hlavou (imbus) M10x40 DIN 912, třídy 10.9 [2.19].



Obr. 17.7 Lavička pro uchycení zkoušené převodovky (celkový pohled)



Obr. 17.6 Příruba pro uchycení hydraulické brzdy, tloušťka příruby 20 mm

Pozn. k montáži zkušebního okruhu – příruba Q a B v druhé větvi musí být namontována k sloupkům opačně. Důvodem je nastavení kloubového hřídele KH2. (viz. kapitola 2.)

17.5 Kontrolní výpočet šroubu pro ustavení laviček k rámu

Pro zvolený typ šroubu, jsem provedl kontrolní výpočty na bezpečnost k_S [-] (17.8), vyhovuje Při dimenzování šroubů jsem vycházel s maximálního zatížení – tj. lavičky pro elektromotor (podkapitola 17.1).

Osová síla ve šroubu:

$$F_S = \frac{G \cdot k_S}{i_S \cdot f} = \frac{2\,335 \cdot 1,5}{4 \cdot 0,22} = \mathbf{3\,980,11\,N} \quad (17.1)$$

Uhel stoupání:

$$\psi = \arctg \frac{P_h}{\pi \cdot d_2} = \arctg \frac{2,5}{\pi \cdot 16,38} = \mathbf{2,78^\circ} \quad (17.2)$$

Třecí úhel:

$$\varphi' = \arctg \frac{f_z}{\cos \frac{\alpha}{2}} = \arctg \frac{0,22}{\cos \frac{60}{2}} = \mathbf{14,25^\circ} \quad (17.3)$$

kde $\alpha = 60^\circ$...úhel závitu pro metrický závit

Podmínka samosvornosti:

$$\psi < \varphi'$$

$$\mathbf{2,78 < 14,25 \text{ [}^\circ\text{]}} \quad (17.4)$$

Napětí v krutu:

$$\tau_k = \frac{8 \cdot F_S \cdot \operatorname{tg}(\varphi' + \psi) \cdot d_2}{\pi \cdot d^3} = \frac{8 \cdot 3\,980,11 \cdot \operatorname{tg}(14,25 + 2,78) \cdot d_2}{\pi \cdot 18^3} = \mathbf{45,10\ MPa} \quad (17.5)$$

Napětí tahu:

$$\sigma_t = \frac{4 \cdot F_S}{\pi \cdot d^2} = \frac{4 \cdot 3\,980,11}{\pi \cdot 18^2} = \mathbf{15,64\ MPa} \quad (17.6)$$

Redukované napětí podle Gesta [1.8]:

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_t^2 + 4 \cdot \tau_k^2} = \sqrt{15,64^2 + 4 \cdot 45,10^2} = \mathbf{91,54\ MPa} \quad (12.7)$$

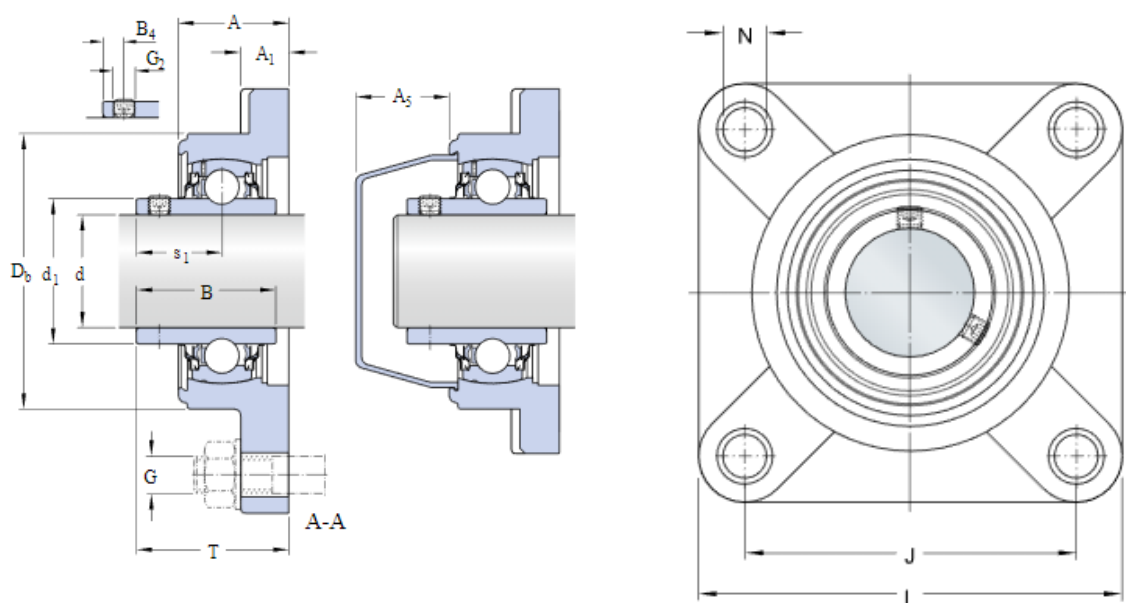
Součinitel statické bezpečnosti:

$$k_S = \frac{R_e}{\sigma_{red}} = \frac{900}{91,54} = \mathbf{9,83\ [-]} \quad (17.8)$$

kde $R_e = 900\ \text{MPa}$...mez kluzu pro šrouby M18x60, třídy 10.9, DIN 931 [1.4]

18 Ložisko na lavičce brzdy

Pro uložení spojovací hřídele pomocné převodovky Q s hydraulickou brzdou jsem rozhodl z konstrukčních důvodů použít do firmy SKF [2.18] ložiskový domek s čtvercovou přírubou. Ten to typ umožňuje připojit ložiskový domek šrouby s válcovou hlavou (imbus) M10x40 DIN 912, třídy 10.9 [2.19]. Dále SKF dodává celou jednotku i s ložiskem. Celková hmotnost 1,3 kg.



Obr. 18.1 Čtvercová příruba ložiskového domku FYWK 50 LTHR [2.18], rozměry

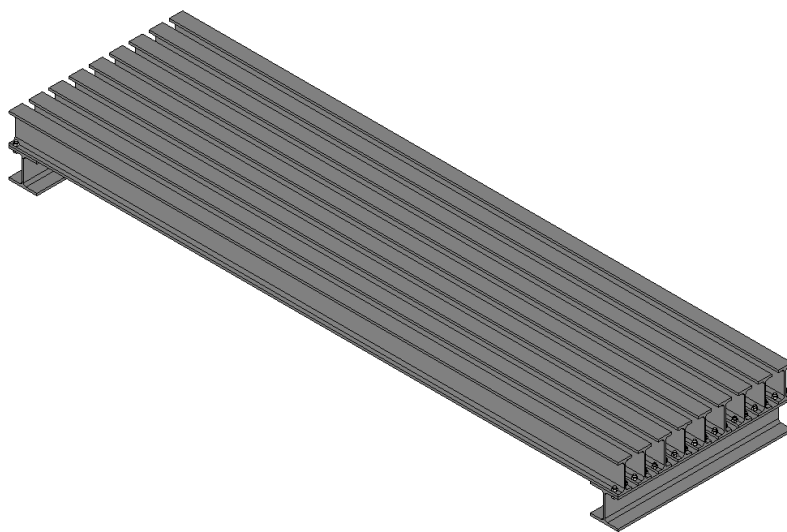
Tab. 18.1 Čtvercová příruba ložiskového domku FYWK 50 LTHR [2.18], rozměry

d	50	[mm]
d1	18780	[mm]
A	43	[mm]
A1	21	[mm]
A5	42,7	[mm]
B	51,6	[mm]
B4	9	[mm]
Db	114	[mm]
J	111	[mm]
L	143	[mm]
N	17	[mm]
s1	32,6	[mm]
B	57,6	[mm]

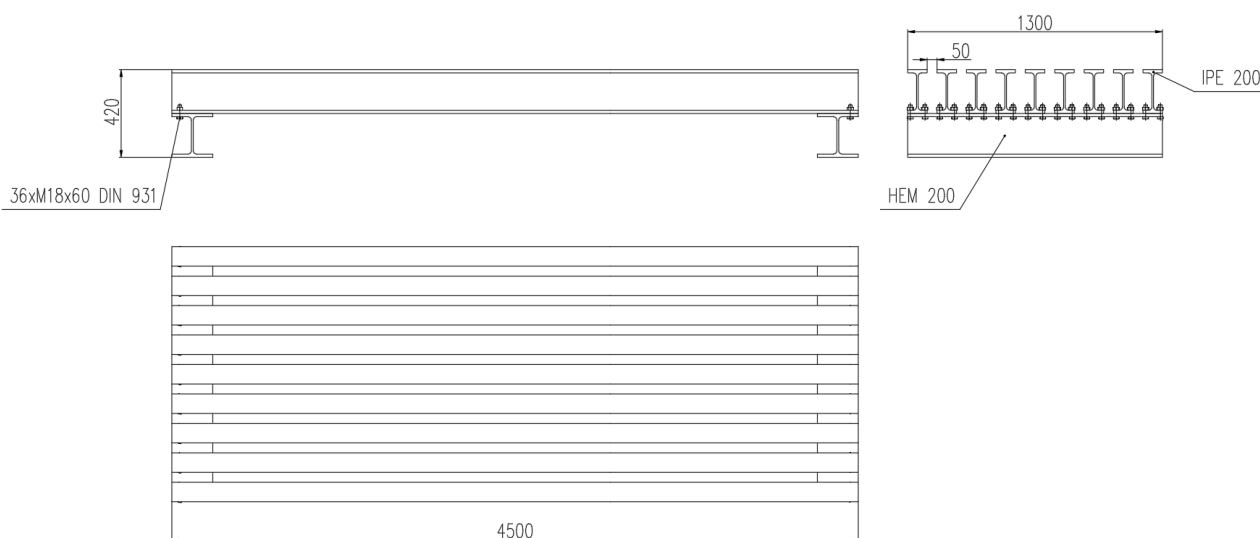
19 Rám zkušebního okruhu

Rám (obr. 19.1) je tvořený nosníky profilu IPE 200x4 500 DIN 1025-1 (obr. 19.3) [2.14] a nosníky HEM 200x1 282 DIN 1025-4 (obr. 17.4) [2.15]. Pro lepší výměnu, opravu rámu nebo případné stěhování (manipulaci) mezi laboratořemi, jsem spojení nosníku navrhl jako rozebratelný spoj – 36 šrouby M18x70 DIN 931, třídy 10.9 [2.9].

Kompletní rám váží 1 753,428 kg.



Obr. 19.1 Rám

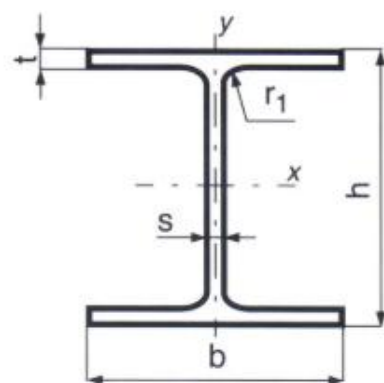


Obr. 19.2 Rám, rozměry

19.1 Nosník HEM 200

Dva nosníky HEM 200x1282 DIN 1025-4 [2.15] složí jako podstavné pro ustavení na podlahu v laboratoři. Nosníky I 220 složí k ustavení a přimontování laviček s prvky zkušebního okruhu.

Hmotnost jednoho nosníku 87,113 kg.



Obr. 19.3 Nosníky profilu HEM 200x1282 DIN 1025-4 [2.15], rozměry

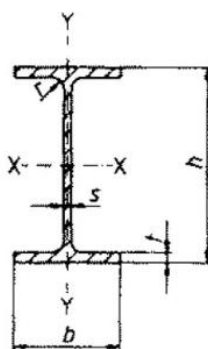
Tab. 19.1 Nosníky profilu HEM 200x1282 DIN 1025-1 [2.14], rozměry

Nosník		HEM 20 DIN 1025-4	
Šířka průřezu	b	206	[mm]
Výška průřezu	h	220	[mm]
Tloušťka průřezu	t	25	[mm]
Tloušťka stojny	s	15	[mm]
Poloměr vnitřního zaoblení	r_1	18	[mm]

19.2 Nosník IPE 200x4500

Nosníky IPE 200x4500 DIN 1025-5 [2.14] o roztečné vzdálenosti mezi sebou 50 mm, umožňuje posunování a uchycování prvků zkušebního okruhu. To je vhodné pro různorodost ustavení laviček či případně jiných prvků.

Hmotnost jednoho nosníku 96,25 kg.



Obr. 19.4 Nosníky profilu IPE 200x4500 DIN 1025-5 [2.14],

Tab. 19.2 Nosníky profilu IPE 200x4500 DIN 1025-1 [2.14], rozměry

Nosník		I 220 DIN 1025-1	
Šířka průřezu	b	100	[mm]
Výška průřezu	h	200	[mm]
Tloušťka průřezu	t	8,5	[mm]
Tloušťka stojny	s	5,6	[mm]
Poloměr vnitřního zaoblení	r_1	12	[mm]

19.3 Kontrolní výpočet šroubu pro smontování nosníků IPE 200 a HEM 200 k sobě

Pro zvolený typ šroubu, jsem provedl kontrolní výpočty na bezpečnost k_S [-] (19.8).
Při dimenzování šroubů jsem vycházel z celkového zatížení na rámu a samotného rámu.

Tíhová síla (vliv celkové zátěže tab. 17.1 a hmotnosti 9x IPE 200x4500):

$$G = (237,85 + 134,15 + 178,5 + 174,8 + 9 \cdot 96,25) \cdot g$$

$$G = 1591,55 \cdot 9,81 = \mathbf{15\,613,11\,N} \quad (19.1)$$

Osová síla ve šroubu:

$$F_S = \frac{G_I \cdot k_S}{i_S \cdot f} = \frac{8\,684,76 \cdot 1,5}{36 \cdot 0,22} = \mathbf{1\,644,84\,N} \quad (19.2)$$

Uhel stoupání:

$$\psi = \arctg \frac{p_h}{\pi \cdot d_2} = \arctg \frac{2,5}{\pi \cdot 16,38} = \mathbf{2,78^\circ} \quad (19.3)$$

Třecí úhel:

$$\varphi' = \arctg \frac{f_z}{\cos \frac{\alpha}{2}} = \arctg \frac{0,22}{\cos \frac{60}{2}} = \mathbf{14,25^\circ} \quad (19.4)$$

kde $\alpha = 60^\circ$...úhel závitu pro metrický závit

Podmínka samosvornosti:

$$\psi < \varphi'$$

$$2,78 < 14,25 \text{ [}^\circ\text{]} \quad (19.5)$$

Napětí v krutu:

$$\tau_k = \frac{8 \cdot F_S \cdot \operatorname{tg}(\varphi' + \psi) \cdot d_2}{\pi \cdot d^3} = \frac{8 \cdot 15613,11 \cdot \operatorname{tg}(14,25 + 2,78) \cdot d_2}{\pi \cdot 18^3} = \mathbf{33,51 \text{ MPa}} \quad (19.6)$$

Napětí tahu:

$$\sigma_t = \frac{4 \cdot F_S}{\pi \cdot d^2} = \frac{4 \cdot 15613,11}{\pi \cdot 18^2} = \mathbf{11,62 \text{ MPa}} \quad (19.7)$$

Redukované napětí podle Guesta [1.8]:

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_t^2 + 4 \cdot \tau_k^2} = \sqrt{11,62^2 + 4 \cdot 33,51^2} = \mathbf{68,01 \text{ MPa}} \quad (19.8)$$

Součinitel statické bezpečnosti:

$$k_S = \frac{R_e}{\sigma_{red}} = \frac{900}{68,01} = \mathbf{13,23 [-]} \quad (19.9)$$

kde $R_e = 900 \text{ MPa}$...mez kluzu pro šrouby M18x60, třídy 10.9, DIN 931 [1.4]

20 Závěr

Cílem diplomové práce bylo navrhnout otevřený zkušební okruh pro zkoušení automobilových převodových skříní, MQ100 a MQ200 od firmy ŠKODA. Okruh musel respektovat připojení do elektrické sítě VŠB TU Ostrav – pro realizaci zkoušek v laboratoři. Pro zátěž, kterou je simulován běžný provoz na převodovku je hydraulickou brzdou DYNOMite 13" Absorber load vs. RPM (s plným absorbérem).

První částí řešení diplomové práce bylo provedení rozboru zkušebního okruhu. Do okruhu vstupovaly otáčky elektromotoru a moment zvratu. Tedy maximální možný moment, který může nastat. Jelikož převodovka zvyšuje točivý moment na výstupu, bylo nutné zvolit pomocnou převodovku, která sice snižovala točivý moment, ale zase zvyšovala otáčky. Ty jsou potřebné pro vhodné odečítání brzdných momentů na charakteristice hydraulické brzdě.

Druhou fází diplomové práce bylo navržení uchycení zkušebního okruhu se samotným rámem. Pro vhodnější a univerzální ustavování jsem zvolil konstrukci laviček. Lavičky se mohou po uvolnění šroubu v rámu posouvat, a tudíž se může různou nastavovat jednotlivé vzdálenosti mezi prvky okruhu.

Konstrukční řešení jsem se snažil navrhnout co nejjednodušším řešením, ať už pro ustavování/montáž zkušebního okruhu, tak aj pro samotnou montáž rámu. Řešení by bylo možné doplnit ještě silentbloky, pro tlumení rázů a vibrací. Ale za předpokladu zda jsou nutné vůbec použít, pravděpodobně budou téměř zanedbatelné. Toto rozhodnutí bych určil na základě provozu, zkoušky celého stroje.

21 Zdroje

V této kapitoly jsou sepsány zdroje, které byly použity pro vypracování bakalářské práce. Zdroje jsou rozděleny do dvou podkapitol pro přehlednost – Použitá literatura a Katalogy firem, modely a ostatní zdroje.

21.1 Použitá literatura

- [1.1] Havlík, J.: *Životností zkoušky převodových skříní*. Ostrava, 2007. Habilitační práce. VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní. 113s.
- [1.2] Vlk, F.: *Zkoušení a diagnostika motorových vozidel*, 1. vydání. Nakladatelství a vydavatelství vlk, Brno, 2001, ISBN 80-238-6573-0
- [1.3] LEINVEBER Jan, VÁVRA Pavel. *Strojnické tabulky*. Albra, Úvaly, 2008, 931 s., ISBN 978-80-7361-051-7.
- [1.4] Havlík, J.: *Všeobecně zásady členění technické dokumentace.pdf*, VŠB-TU Ostrava, 2011, Fakulta strojní 47s.
Dostupné z:

https://www.fs.vsb.cz/export/sites/fs/347/.content/files/predmety/hav35/Vseobecne_zasady_cleneni_technicke_dokumentace.pdf
- [1.5] KALAB, K.: *Části a mechanismy strojů pro 2. A 3. Ročník bakalářského studia*. VŠB-TU Ostrava, 2015, Fakulta strojní 411s.
- [1.6] BRŮŽEK, V., *Konstrukční návrh kloubového hřídele pro trakční pohon dvojkolí kolejového autobusu.pdf*. Praha, 2017, bakalářská práce ČVUT v Praze, Fakulta strojní. 38s.

Dostupné z:

<https://dspace.cvut.cz/bitstream/handle/10467/73013/F2-BP-2017-Bruzek-Vit-Bakalarska%20prace%20-%20Vit%20Bruzek.pdf?sequence=1&isAllowed=y>

[1.7] *Spojovací a kloubové hřídel.pdf*

Dostupné z:

http://www.lowlevel.cz/log/files/04_Hridele.pdf

[1.8] BOHÁČEK, František. *Části a mechanismy strojů*. II, Hřídele, tribologie, ložiska [Boháček, 1987, záznam a]. Vyd. 2., upr. Brno: Vysoké učení technické, 1987. 215 s., ISBN 55-581-87.

21.2 Katalogy firem, modely a ostatní zdroje

[2.1] ELEKTROMOTRY SIEMENS Vlastislav Heidendreich. *Prodej elektromotoru značky SIEMENS*, Elektromotor SIEMENS 1LG4188-2AA6x, 30 kW [cit. 18-02-2019]

Dostupné z:

<http://www.elektromotory.com/elektromotory-siemens-rady-1la9-3000-otacek/1lg4-188-2aa6.html?search=SIEMENS+1LG4188-2AA6x%2C+30+kW>

[2.2] TOS ZNOJMO. *Modely elektromotorů a převodovek*, Model elektromotoru 1LE1002-1DB43-4FA4 [cit. 18-02-2019]

Dostupné z:

http://data.tos-znojmo.cz/vykresy/ELEKTROMOTORY/160/im_b5/index.html

[2.3] ELEKTROMOTY MORAVEC S.R.O. *Prodej elektromotoru značky SIEMENS*, Model elektromotoru 1LE1002-1DB43-4FA4 [cit. 18-02-2019]

Dostupné z:

<http://www.elektromotory.net/siemens/1la7-1500-otacek/1le1001-1-1-1-2.html>

- [2.4] CONSENTA SPOL. S:R:O. *Prodejce převodovek, Pomocná převodovka Q – Planetová převodovka PT*

Dostupné z:

https://consenta.cz/aundg/eppinger.html?gclid=Cj0KCQjwwODIBRDuARIsAMy_28VQlS3sy1uFzXGWHLswbwk9W_itDWtCzwGwXPY5n7D4f6q5e8A63rYaAgZYEALw_wcB

- [2.5] DYNO MITE DYNAMOMETER. *Prodejce hydraulických brzd a měřicí techniky., Hydraulická brzda DYNomite 13" Absorber load vs. RPM (s plným absorbérem)*

Dostupné z:

<https://www.dynomitedynamometer.com/absorber/dynamometer-absorbers-load-charts.htm#13-siamese>

- [2.6] T.E.A. TECHNIK s.r.o. *Prodejce lineárního vedení a pohonů. Výsuvný kloubový hřídel s jehličkovým uložením H – typ 9HA*

Dostupné z:

<https://www.teatechnik.cz/vysuvne-jehlickovym-ulozenim-h/>

- [2.7] T.E.A. TECHNIK s.r.o. *Prodejce lineárního vedení a pohonů. Katalog hřídelové spojky a klouby*

Dostupné z:

https://www.teatechnik.cz/download.php?file=doc/katalogy_3/10_Hridelove_spojky_a_klouby.pdf

- [2.8] T.E.A. TECHNIK s.r.o. *Prodejce lineárního vedení a pohonů, Katalog Svěrné pouzdra, Upínací kroužky LTK 603 68x115, LTK 603 110x185*

Dostupné z:

https://www.teatechnik.cz/download.php?file=doc/katalogy_3/11_Sverna_pouzdra.pdf

- [2.9] KILLICH. *Prodejce spojovacích materiálů*, Šrouby M18x55, M18x65, M16x90 10.9 DIN 931

Dostupné z:

<https://www.spojovacimaterialy.cz/produktovy-katalog/sroub-sestihranny-din-931-ocel-bez-povrchove-upravy>

- [2.10] KILLICH. *Prodejce spojovacích materiálů*, Stavěcí šrouby M8x10 DIN 438, třídy 10.9

Dostupné z:

<https://www.spojovacimaterialy.cz/produktovy-katalog/matice-presna-sestihranna-zinek-bily-4032-934-ocel-8-10-12>

- [2.11] KILLICH. *Prodejce spojovacích materiálů*, Matice M16, M18 DIN 934

Dostupné z:

<https://www.spojovacimaterialy.cz/produktovy-katalog/matice-presna-sestihranna-zinek-bily-4032-934-ocel-8-10-12>

- [2.12] FERONA. *Prodejce materiálu*, Trubka profilu s obdélníkovým průřezem 80x40x6 EN 10219

Dostupné z:

<https://online.ferona.cz/detail/29129/profil-duty-svarovany-cerny-s-obdelnikovym-prurezem-en-10219-rozmer-80x40x6>

- [2.13] FERONA. *Prodejce materiálu*, Tyč profilu U 80 DIN 1026-1

Dostupné z:

<https://online.ferona.cz/detail/25066/profil-u-valcovany-za-tepla-din-1026-1-u-80>

- [2.14] FERONA. *Prodejce materiálu*, Profil nosníku IPE 200 DIN 1025-5

Dostupné z:

<https://online.ferona.cz/detail/28873/profil-ipe-valcovany-za-tepla-din-1025-5-ipe-200>

[2.15] FERONA. *Prodejce materiálu*, Profil nosníku HEM 200 DIN 1025-4

Dostupné z:

<https://online.ferona.cz/detail/28175/profil-hem-valcovany-za-tepla-din-1025-4-hem-200>

[2.16] OPIS Engineering k.s. *Prodejce spojek, svorek atd.*, Zubovou spojku GD 12 (100)

Dostupné z:

<http://www.opis.cz/omc/pdf/spojky1.pdf>

[2.17] Tenzometrické snímače. *Prodejce tenzometrických snímačů.*, Tenzometr FT-K12

Dostupné z:

https://www.tenzometricke-snimace.cz/fotky30726/fotov/30726_1122_30726_1121_30726_1118__ps_1117FT-K12-FE-0312.pdf

[2.18] SKF. *Prodejce ložisek a ložiskových domků*, Čtvercový přírubový domek FYWK 50 LTHR

Dostupné z:

<https://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/bearing-units/ball-bearing-units/y-bearing-flanged-units/y-brg-square-flanged-units/index.html?designation=FYWK%2050%20LTHR&unit=metricUnit>

[2.19] KILLICH. *Prodejce spojovacích materiálů*, Šroub s válcovou hlavou M8x25, M10x40, M12x25, M12x55 DIN 912, třídy 10.9

Dostupné z:

<https://www.spojovacimaterialy.cz/produktovy-katalog/imbus-s-valcovou-hlavou-zinek-bily-4762-912-ocel-tr-88-109-129>

Poděkování

Děkuji panu doc. Ing. Jiří Havlík, Ph.D. za odborné vedení práce, věcné připomínky, dobré rady, vstřícnost při konzultacích a velkou trpělivostí semnou při vypracovávání diplomové práce.